

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra mechaniky

Silový rozbor a vnitřní statické účinky prostorového mechanismu nůžkové
zvedací plošiny.

The Force Analysis and Internal Forces of the 3D Mechanism of the Lifting
Platform.

Student:

Marek Láníček

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Jiří Podešva, Ph.D.

Ostrava 2011

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra mechaniky

Zadání bakalářské práce

Student:

Marek Láníček

Studijní program:

B2341 Strojírenství

Studijní obor:

3901R003 Aplikovaná mechanika

Téma:

**Silový rozbor a vnitřní statické účinky prostorového mechanismu
nůžkové zvedací plošiny**
**The Force Analysis and Internal Forces of the 3D Mechanism of the
Lifting Platform**

Zásady pro vypracování:

1. Popis mechanismu a způsob jeho použití.
2. Kinematický rozbor.
3. Silový rozbor, řešení vazbových sil.
4. Vnitřní statické účinky, pevnostní posouzení.
5. Silový rozbor ve 3D prostoru.
6. Vyhodnocení a závěr.

Seznam doporučené odborné literatury:

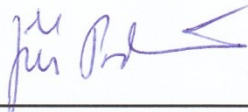
- [1] Juliš K., Tepřík O., Slavík A. : Statika. SNTL, Praha, 1987.
- [2] Hoschl C. : Pružnost a pevnost ve strojnictví. SNTL / Alfa, Praha, 1971
- [3] Chobot K., Benda J., Hájek V., Novotná H. : Statika stavebních konstrukcí. Praha, SNTL/ALFA, 1983.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Jiří Podešva, Ph.D.**

Datum zadání: 17.12.2010

Datum odevzdání: 23.05.2011



doc. Ing. Jiří Podešva, Ph.D.
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 23.5.2011

..... Yámiček

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou (bakalářskou) práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́доміі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou (bakalářskou) práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová (bakalářská) práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou (bakalářskou) práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́доміі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě : 23.5.2011

.....*Garužel*.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Marek Láníček

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Příbylova 1

Břeclav 690 03

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

LÁNÍČEK M. Silový rozbor a vnitřní statické účinky prostorového mechanismu nůžkové zvedací plošiny. Ostrava: katedra mechaniky, Fakulta strojní, VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2011, 85s.

Bakalářská práce, vedoucí Podešva, J.

Následující bakalářská práce se zabývá silami působícími v kloubech prostorového mechanismu nůžkové zvedací plošiny. V první části práce jsou hodnoty vypočteny inženýrským výpočtem. V druhé části je podobný výpočet proveden pomocí metody MKP s využitím softwaru PATRAN 2010. Výsledné hodnoty jsou následně porovnány. Oba výpočty jsou provedeny pro jedno sekční a tři sekční nůžkovou zvedací plošinu.

ANNOTATION OF THESIS

LÁNÍČEK M. The Force Analysis and Internal Forces of the 3D Mechanism of the Lifting Platform. Ostrava: Department of Mechanics, Faculty of Mechanical Engineering. VŠB-Technical University of Ostrava, 2011, 85p.

Thesis, head: Podešva, J.

The following thesis deals with the forces operating in the joints mechanism of the scissor lifting platform. In the first part of the work the values are calculated by the engineering calculation. In the second part there is a similar calculation performed by using the FEM with the software PATRAN 2010. The results are then compared. Both calculations are made for one section and three sections scissor lifting platform.

Poděkování

Velmi děkuji vedoucímu své bakalářské práce doc. Ing. Jiřímu Podešvovi, Ph.D. za poskytování cenných rad, ochotu a trpělivost v průběhu tvorby bakalářské práce.

Obsah

1	Seznam použitých zkratk a symbolů	9
2	Úvod	11
3	Nůžkový mechanismus	12
3.1	Vyrovňovací rampy	13
3.2	Nahrazení nákladního výtahu	14
3.3	Velkoformátové stoly	15
3.4	Lehké pojízdné zvedací stoly	16
3.5	Samohybné nůžkové plošiny	17
3.6	Nůžkový zvedák automobilů	18
3.7	Ruční nůžkový zvedák – hever	19
4	Výpočet jedno sekční plošiny	20
4.1	Zatížení	21
4.2	Uvolnění	22
4.2.1	Rovnice rovnováhy	22
4.2.2	Maticový tvar	23
4.2.3	Číselné výsledky	24
4.3	Princip virtuálních prací	25
4.4	Vnitřní statické účinky	27
4.4.1	Grafické zobrazení vnitřních statických účinků	29
4.4.2	Výpočet napětí	32
4.5	Výpočet pomocí MKP	33
4.5.1	Modelování jedné sekce v rovině	34
4.5.2	Číselné výsledky jedné sekce v rovině	35
4.5.3	Modelování jedno sekčního zvedáku v prostoru	37
4.5.4	Vnitřní statické účinky MKP	37
5	Výpočet tři sekční nůžkové plošiny	42
5.1	Zatížení	42
5.2	Uvolnění	44
5.2.1	Rovnice rovnováhy	44
5.2.2	Maticový tvar	44

5.2.3	Číselné výsledky	46
5.3	<i>Princip virtuálních prací</i>	47
5.4	<i>Vnitřní statické účinky tří sekčního mechanismu</i>	48
5.4.1	Grafické zobrazení vnitřních statických účinků	49
5.4.2	Výpočet napětí	51
5.5	<i>Výpočet pomocí MKP</i>	52
5.5.1	Modelování v rovině	52
5.5.2	Číselné výsledky	53
5.5.3	Modelování zvedáku v prostoru	55
5.5.4	Vnitřní statické účinky MKP	55
6	Závěr	60
7	Seznam příloh	61
8	Seznam obrázků	61
9	Seznam použité literatury	63

1 Seznam použitých zkratk a symbolů

Značka	popis	jednotka
a	vzdálenost k patě pomocného ramene	mm
A	čtvercová matice koeficientů	N
b	délka pomocného ramene	mm
b	sloupcový vektor pravých stran	N
D	vnější šířka profilu ramene	mm
d	vnitřní šířka profilu ramene	mm
$F_{n \text{ acn AF}}$	normálová síla na rameni ACN na úseku A-F	N
$F_{t \text{ acn AF}}$	posouvající síla na rameni ACN na úseku A-F	N
F_v	síla ve válci	N
F_{vn}	normálová složka síly ve válci	N
F_{vt}	posouvající složka síly ve válci	N
G	zátěžující síla	N
g	tíhové zrychlení	m s^{-2}
H	vnější výška profilu ramene	mm
h	vnitřní výška profilu ramene	mm
k	délka ramene nůžkové plošiny	mm
k_{bez}	bezpečnost	[-]
$M_{o \text{ acn c}}$	ohybový moment na rameni ACN v bodě C	N
r	konstanta	m
R_{ax}	vodorovná složka reakce v kloubu A	
R_{ay}	svislá složka reakce v kloubu A	N
S	plocha průřezu ramene	mm
t	vzdálenost síly G od levého kloubu horního rámu	mm
v	sloupcový vektor neznámých	N
v_p	rychlost kloubu P (konce hydraulického válce)	m s^{-1}
v_{px}	x-ová složka rychlost v_p	m s^{-1}
v_{py}	y-ová složka rychlost v_p	m s^{-1}
v_Y	rychlost horní desky	m s^{-1}
W_o	moment setrvačnosti ramene	mm^3
X_p	vodorovná vzdálenost mezi kloubu P a D	mm
X_p	svislá vzdálenost mezi kloubu P a D	mm

Značka	popis	jednotka
α	úhel mezi vektorem rychlosti V_p a vodorovnou rovinou	deg
β	úhel mezi sklonem válce a vodorovnou rovinou	deg
γ	úhel mezi vektorem rychlosti V_p a silou F_v	deg
Δh_{MAX}	maximální deformace modelu	mm
$\Delta h_{MAX \text{ asimet}}$	maximální deformace asymetricky zatíženého modelu	mm
σ_c	kombinované napětí	MPa
$\sigma_c \text{ asimet}$	kombinované napětí asymetricky zatíženého modelu	MPa
$\sigma_o \text{ acn C}$	ohybové napětí na rameni ACN v kloubu C	MPa
$\sigma_o \text{ MAX}$	maximální ohybové napětí	MPa
σ_{re}	mez kluzu materiálu ramen	MPa
$\sigma_t \text{ acn AF}$	tahové napětí na rameni ACN na úseku AF	MPa
$\sigma_t \text{ MAX}$	maximální tahové napětí	MPa
φ	úhel sklonu ramene	deg
ω	úhlová rychlost ramene	rad s ⁻¹

2 Úvod

Prostorové mechanismy nůžkové zvedací plošiny mají široké pole využití a mají mnoho nesporných výhod, kvůli nimž jsou upřednostňovány před jinými typy zvedacích plošin.

Vyřešení kloubových reakcí je možno několika způsoby. Metodou uvolňování je nutno postupně každé rameno uvolnit a napsat pro něj tři rovnice rovnováhy, dvě pro osově síly a jednu momentovou rovnici. Poté je možno sestavit soustavu rovnic. Ovšem u řešení složitějších soustav bude výpočet značně složitý a bude nutno využít výpočetní techniku.

Dále je možno část reakcí vypočítat pomocí principu virtuálních prací. Je nutno podotknout, že tento postup umožňuje určení reakcí pouze v kloubech na konci hydraulického válce, tedy nelze považovat za úplný. Nicméně jako kontrola správnosti výpočtu metodou uvolnění je vhodný.

Progresivní typ výpočtu je pomocí MKP softwaru. Tento výpočet umožňuje měnit okrajové podmínky velmi rychle a také je zde snadnější možnost úpravy modelu. Výstupem jsou schémata reakčních sil, ale také grafy průběhů zatížení.

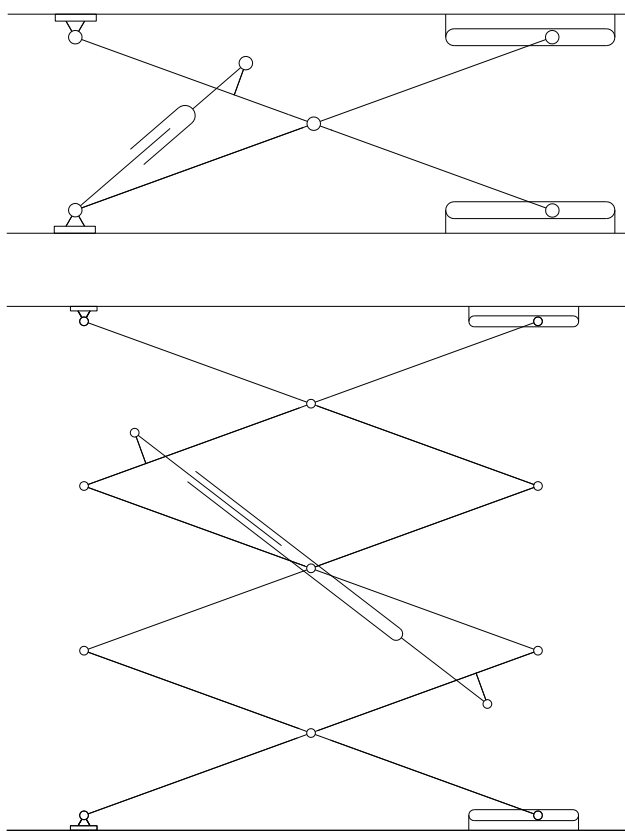
3 Nůžkový mechanismus

Nůžková zvedací plošina jak napovídá samotné pojmenování, je to zařízení jenž slouží k manipulaci s materiálem, či jako dopravní prostředek ve svislém směru. V některých speciálních případech může být kombinováno s naklápěcím či stranově obslužným zařízením. K zajištění zdvižné síly slouží hydraulické válce. Jejich počet a rozměry jsou závislé na konkrétním pracovním určení nůžkového zvedacího mechanismu.

Sestává se z těchto hlavních částí.

- Spodní rám
- Nůžkový mechanismus
- Horní rám (pracovní plocha)
- Pohon (hydraulické zařízení)

Spodní i horní rám je k ramenům na jedné straně připojen pomocí pevných kloubů.



Obrázek 1 Schéma konstrukce jedno sekční a tří sekční nůžkové plošiny

Na opačné straně rámu (horního i spodního) je spojení realizováno pomocí kloubů, jenž jsou umístěny posuvně v drážce. Drážka umožňuje pohyb kloubu pouze ve vodorovném směru, což nám zaručuje stabilitu horního desky, pokud bude zatížena na protilehlém okraji. Jednotlivá ramena nůžkového mechanismu jsou vzájemně spojena klouby, vždy na koncích a v polovině ramen. Hydraulický válec (v případě větší nosnosti může být využito více hydraulických válců) je taktéž uchycen na otočném kloubu umístěném mimo osu ramene. Druhá strana hydraulického válce může být umístěna buďto do neposuvného kloubu u spodního rámu, nebo v případě více

sekčních nůžkových zvedacích plošin je uchycení druhého strany realizováno symetricky,

tedy taky pomocí kloubu umístěného mimo osu ramene. Při roztahování hydraulického válce dochází ke zvedání horního rámu a naopak při stlačování pístu horní rám klesá.

Při navrhování nůžkové zvedací plošiny je vždy kladen důraz na vysokou tuhost konstrukce v kombinaci s nízkou hmotností mechanismu. Plošiny mají širokou paletu využití od lehkých mobilních konstrukcí ručně poháněných s malou výškou zdvihu až po masivní nákladní několika sekční konstrukce. Některá nejběžnější využití jsou popsána v následujících kapitolách.

3.1 Vyrovnávací rampy

Jako jedno z nejvíce upřednostňovaných využití nůžkových mechanismů jsou nejrozumnější vyrovnávací rampy. Zde se jedná o vyrovnání výškových rozdílů, například mezi ložnou plochou nákladního automobilu a rovinou skladu či vykládací rampou. Díky odstranění této výškové nesrovnalosti lze pohodlněji manipulovat s objemnými a těžkými břemeny, přičemž toto řešení také zajišťuje bezpečnost a také produktivitu práce. K těmto případům využití se využívají pouze jedno sekční nůžkové mechanismy jednoduché konstrukce.



Obrázek 2 Zvedací plošina ve funkci vyrovnávací rampy

3.2 Nahrazení nákladního výtahu

Je-li požadováno manipulovat s materiálem nejen v rámci jednoho podlaží, je vhodné využít nůžkovou plošinu s vysokým zdvihem. Velké dopravní výšky lze dosáhnout sestavením několika sekcí nůžkového mechanismu nad sebe, samozřejmě takovéto řešení není možno použít pro několikapodlažní obytné budovy s velkou dopravní výškou. Nůžkový mechanismus je vhodný spíše pro přepravu materiálu. Využití nůžkového mechanismu jako náhrada výtahu skýtá výhody, oproti klasickým nákladním výtahům není potřeba žádných postraních vedení či úchyťů, plošina je kotvena pouze ve spodní části k podlaze. Takto instalované plošiny jsou zpravidla opatřeny šachtou jenž má za úkol zabránit pádu z horního rámu plošiny, případně může být horní rám opatřen zábradlím, jenž zajišťuje podobnou bezpečnost jako konstrukce šachty. Toto zábradlí musí být také instalováno v horním patře, aby nemohlo dojít k náhodnému pádu obsluhy, pokud bude horní rám spuštěn ve spodní poloze.



Obrázek 3 Využití nůžkového mechanismu pro dopravní výtah

3.3 Velkoformátové stoly

Tyto stoly se vyznačují velkou pracovní plochou horního rámu a zpravidla také tomu odpovídající velkou únosností. Proto jsou vhodným řešením pro manipulaci s takovými břemeny. Využití jednoho velkoformátového stolu je bezpečnější než využití několika menších stolů, jenž by byly postaveny k sobě. Další z výhod stolů tohoto typu je, že oproti jiným konstrukcím ramena nůžkového mechanismu nikdy nezasahují do prostoru nad horním rámem, což může být nepostradatelná výhoda, bude-li potřeba manipulovat s břemeny do stran či bude-li břemeno, jenž bude zvedáno větší než deska horního rámu. Velké plochy desky dosáhneme spojením několika shodných nůžkových mechanismů k jednomu hornímu a dolnímu rámu, ovšem ramena nebudou spojena jako v případě několika sekčních plošin nad sebou, ale jsou umístěna vedle sebe tak, aby mohlo dojít ke zvětšení pracovní plochy horní desky.



Obrázek 4 Velkoformátová zvedací plošina

3.4 Lehké pojízdné zvedací stoly

Jedná se o lehké nůžkové mechanismy s ručním (nožní pumpa) či elektromotorickým (bateriovým) zdvihem. Nosnost plošiny bývá v řádech stovek kilogramů, maximální nosnosti se pohybují na hranici jedné tuny. Nůžkový mechanismus může být realizován jednoduchými nebo vícenásobnými nůžkami. Pohyb celé konstrukce je také realizován ručně. Jsou pouze tlačeny, přičemž kola umožňují uzamknutí své polohy, aby nedošlo k nechtěnému pohybu plošiny. Tyto plošiny jsou navrhovány se zvláštním důrazem na ergonomii a pracovní pohodlí, což vede k zvýšení produktivity práce.



Obrázek 5 Ručně vedené nůžkové plošiny

3.5 Samohybné nůžkové plošiny

Jsou vhodné pro případy, kdy je potřeba operativně se pohybovat ve svislém směru. Vyrábějí se buďto s elektrickými či naftovými motory. Elektrické jsou určeny k pohybu po zpevněném povrchu, jako jsou asfaltové plochy, parkoviště či vnitřní prostory hal. S ohledem na bateriový pohon je nutno tyto plošiny nabíjet, přičemž délka dobíjení je závislá na konkrétním modelu. Samohybné plošiny s naftovým motorem jsou uzpůsobeny k pohybu po nezpevněném povrchu. Dále zpravidla disponují pohonem všech kol a výkyvnými nápravami, což stroji umožňuje pracovat i v značně náročných podmínkách. Samohybné nůžkové plošiny jsou ovládány obsluhou z koše, jenž je umístěn na horním rámu. Plošiny bývají opatřeny výsuvným rozšířením pracovního koše, z důvodu lepší stranové obslužnosti.



Obrázek 6 Samohybná nůžková plošina

3.6 Nůžkový zvedák automobilů

Nůžkové mechanismy se často využívají pro zvedání automobilů, při jejich údržbě v autoservisech, či pneuservisech. Poskytují komfortní řešení například při seřizování geometrie kol či různých měřeních. Takto konstruované zvedací nůžkové plošiny jsou určeny k montáži na podlahu. Jsou sestaveny ze dvou vedle sebe umístěných nůžkových mechanismů. Nosnost takovýchto zařízení se pohybuje v jednotkách tun, jsou tedy určeny ke zvedání především osobních či lehkých nákladních automobilů. Sílu potřebnou k pohybu horní desky nám zde zajišťují hydraulické válce. Vždy samostatný pro každý nůžkový mechanismus. Bývají opatřeny nájezdovými pásy, jenž umožňují automobilům, bez jakýchkoli problémů najet na horní zvedací rám. Díky zmíněným nájezdovým pásům odpadá nutnost zabudovávat zvedák do podlahy, stačí pouze k ukotvit podlaze. Tento typ nůžkových zvedacích plošin bývá poměrně hojně sestaven ze dvou nůžkových mechanismů, přičemž každý má samostatné ovládání polohy. Na obrázku 7 je vidět příklad využití tohoto nůžkového zvedáku i s automobilem.



Obrázek 7 Nůžkový zvedací stůl pro automobily

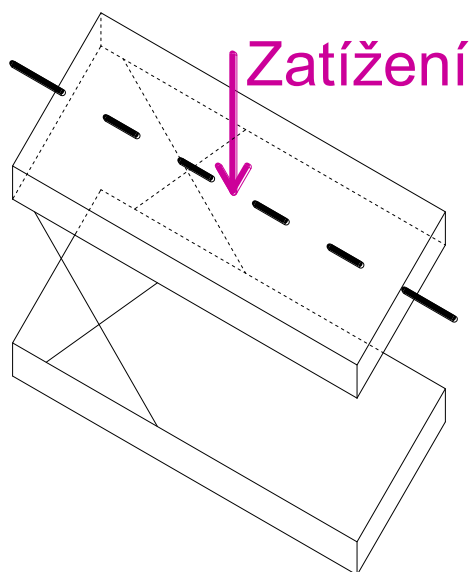
3.7 Ruční nůžkový zvedák – hever

Jedeno z často využívaných použití nůžkového mechanismu je také ruční zvedák. Jeho konstrukce se značně liší od předchozích a také jeho využití je částečně jiné. Neslouží k celoplošné manipulaci, ale pouze k zvedání v určitém bodě. Zvedání je zajištěno otáčením pohybového šroubu. Dopravní výška tohoto zvedáku se pohybuje přibližně okolo 300 mm a nosnost se pohybuje v rozmezí jedné až dvou tun.



Obrázek 8 Ruční nůžkový zvedák - hever

4 Výpočet jedno sekční plošiny

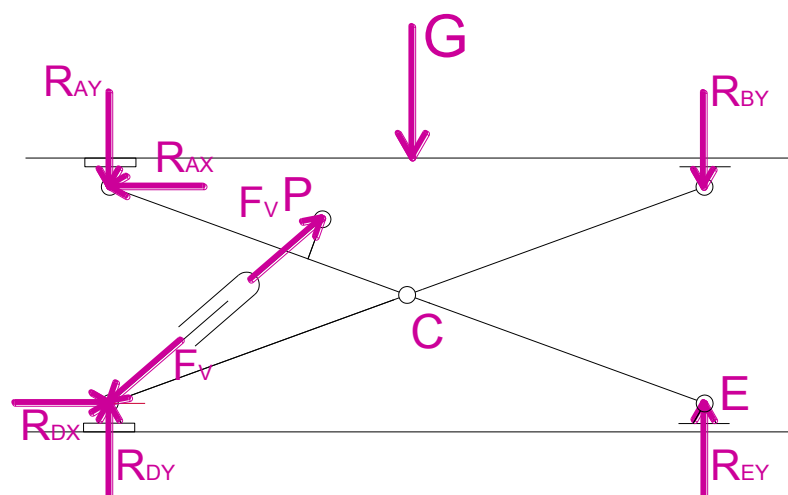


Obrázek 9 Schéma zatížení

Úloha je v první části spočítaná numericky, pomocí uvolnění každého z ramen, jenž jsou součástí nůžkového mechanismu. Poněvadž by bylo značně složité počítat prostorový mechanismus, bylo zvoleno zjednodušení pouze na mechanismus fungující v rovině. Aby bylo možné učinit toto zjednodušení numerického řešení úlohy nůžkového zvedáku, bylo od počátku uvažováno se symetrickým zatížením, dle naznačené osy symetrie viz obr. 9. Toto zatížení je částečně zidealizované, ovšem v praxi se nůžkové zvedací mechanismy běžně zatěžují dle této idealizace například u nůžkového zvedáku automobilů. Nosnost jenž uvažujeme, nám zatěžuje oba nůžkové mechanismy (levý i pravý) rovnocennou velikostí i směrem síly. Ve výpočtech již figuruje pouze jeden (ze dvou) nůžkových mechanismů, který zajišťuje zdvih horní plošiny. Zjednodušení na prostorový mechanismus bylo umožněno, protože nedochází k zatěžování ve vodorovném směru, ani ve směru kolmém na osu symetrie, tak ani ve směru souběžném s osou symetrie. Z tohoto důvodu je uvažováno pouze s poloviční silou G , jenž nám zatěžuje jeden z nůžkových mechanismů. V následných výpočtech již figuruje jen tato síla. Výpočet této síly, jenž nám zatěžuje rovinný nůžkový mechanismus je uveden v následujících vztazích.

$$G = \frac{\text{nosnost} \cdot g}{2} \quad (1)$$

$$G = \frac{500 \cdot 9,81}{2} = 2.452 \text{ kN} \quad (2)$$

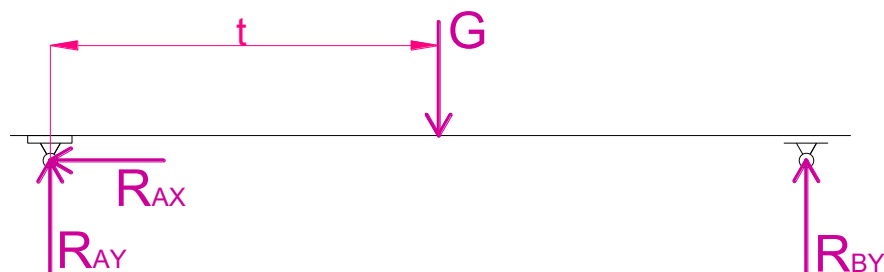


Obrázek 10 Celkové schéma mechanismu s jednou sekcí

Na obrázku 10 celkového schéma mechanismu s jednou sekcí je síla ve válci označena jako F_v . Tato síla je podobně jako zatížení pouze poloviční, z důvodů symetrie jenž je využívána k částečnému zjednodušení výpočtů úlohy. Všechny číselné výsledky byly počítány pro nejnižší polohu, v níž se může nůžkový mechanismus nacházet. Této poloze odpovídá sklon ramen pod úhlem pěti stupňů.

4.1 Zatížení

Pro vypočtení sil působících v kloubech konstrukce, bylo potřeba všechny ramena jednotlivě uvolnit a sestavit rovnice rovnováhy. Tyto rovnice jsou následně sepsány do matice a proveden výpočet sil jenž působí na každý z kloubů.



Obrázek 11 Schéma zatížení horní desky

Zatížení je realizováno osamělou silou G svislého směru, která je umístěna ve vzdálenosti t od levého kloubu horní desky .

Velikost reakcí v horní desce **AB** tedy určíme z momentových rovnic pomocí vztahů.

$$R_{ay} = \frac{G \cdot (k \cdot \cos(\varphi) - t)}{k \cdot \cos(\varphi)} \quad (3)$$

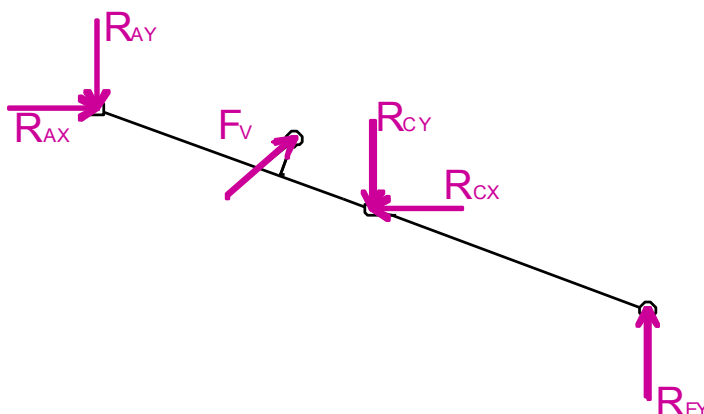
$$R_{by} = \frac{G \cdot t}{k \cdot \cos(\varphi)} \quad (4)$$

$$R_{ax} = 0 \quad (5)$$

4.2 Uvolnění

Pro vypočtení sil působících na pruty konstrukce, bylo potřeba každý z prutů zvlášť uvolnit a sestavit rovnice rovnováhy. Dvě rovnice pro působící síly a jednu rovnici momentovou.

4.2.1 Rovnice rovnováhy



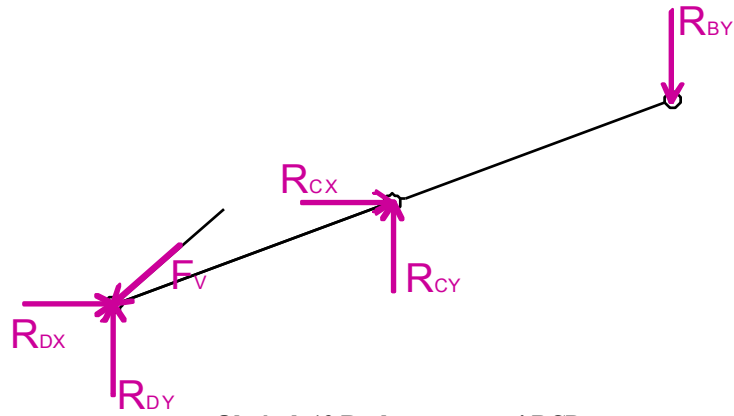
Obrázek 12 Reakce na rameni ACE

Rovnice rovnováhy pro nosník ACE.

$$(F_v \cdot \sin(\beta)) - R_{ay} + R_{ey} - R_{cy} = 0 \quad (6)$$

$$R_{ax} - R_{cx} + F_v \cdot \cos(\beta) = 0 \quad (7)$$

$$\begin{aligned} -R_{ay} \cdot \frac{k}{2} \cdot \cos(\varphi) + R_{ax} \cdot \frac{k}{2} \cdot \sin(\varphi) + F_v \cdot \cos(\beta) \cdot (a \cdot \sin(\varphi) + b \cdot \cos(\varphi)) \\ + F_v \cdot \sin(\beta) \cdot (a \cdot \cos(\varphi) - b \cdot \sin(\varphi)) - R_{ey} \cdot \frac{k}{2} \cdot \cos(\varphi) = 0 \end{aligned} \quad (8)$$



Obrázek 13 Reakce na rameni BCD

Rovnice rovnováhy pro nosík BCD.

$$R_{dy} + R_{cy} - R_{by} - (F_v \cdot \sin(\beta)) = 0 \quad (9)$$

$$R_{dx} - F_v \cdot \cos(\beta) + R_{cx} = 0 \quad (10)$$

$$-R_{cy} \cdot \frac{k}{2} \cdot \cos(\varphi) + R_{cx} \cdot \frac{k}{2} \cdot \sin(\varphi) + R_{by} \cdot k \cdot \cos(\varphi) = 0 \quad (11)$$

4.2.2 Maticový tvar

Předešlých šest rovnic je následně sepsáno do maticového tvaru.

$$\mathbf{A} \cdot \mathbf{v} = \mathbf{b} \quad (12)$$

Přičemž \mathbf{A} je čtvercová matice koeficientů.

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} \sin(\beta) & 0 & -1 & 0 & 0 & 1 \\ \cos(\beta) & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ S1 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{c}{2} \\ -\sin(\beta) & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 \\ -\cos(\beta) & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{s}{2} & -\frac{c}{2} & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (13)$$

Pro zjednodušení maticového zápisu je zavedena substituce $\mathbf{S1}$, \mathbf{S} a \mathbf{C} kde:

$$S_1 = \{\cos(\beta) \cdot [a \cdot \sin(\varphi) + b \cdot \cos(\varphi)]\} + \{\sin(\beta) \cdot [a \cdot \cos(\varphi) - b \cdot \cos(\varphi)]\} \quad (14)$$

$$S = k \cdot \sin(\varphi) \quad (15)$$

$$C = k \cdot \cos(\varphi) \quad (16)$$

V příloze jsou tyto substituce ještě poděleny konstantou \mathbf{r} , která má hodnotu 1 m. Toto dělení je provedeno z důvodu, aby v matici koeficientů byly stejné jednotky.

Sloupcový vektor \mathbf{v} je vektor neznámých.

$$\mathbf{v}^T = (F_v, R_{cx}, R_{cy}, R_{dx}, R_{dy}, R_{ey}) \quad (17)$$

Sloupcový vektor \mathbf{b} je vektor pravých stran.

$$\mathbf{b}^T = \left(R_{ay}, -R_{ax}, R_{ay} \cdot \frac{c}{2} - R_{ax} \cdot \frac{s}{2}, R_{dx}, R_{dy}, R_{ey} \right) \quad (18)$$

Vyřešení je provedeno inverzí matic.

$$\mathbf{v} = \mathbf{A}^{-1} \cdot \mathbf{b} \quad (19)$$

4.2.3 Číselné výsledky

Číselné hodnoty vypočtených sil působících v kloubech mechanismu.

$$F_v = 9,297kN \quad (20)$$

$$R_{cx} = 8,724kN \quad (21)$$

$$R_{cy} = 3,215kN \quad (22)$$

$$R_{dx} = 0kN \quad (23)$$

$$R_{dy} = 1,226kN \quad (24)$$

$$R_{ey} = 1,226kN \quad (25)$$

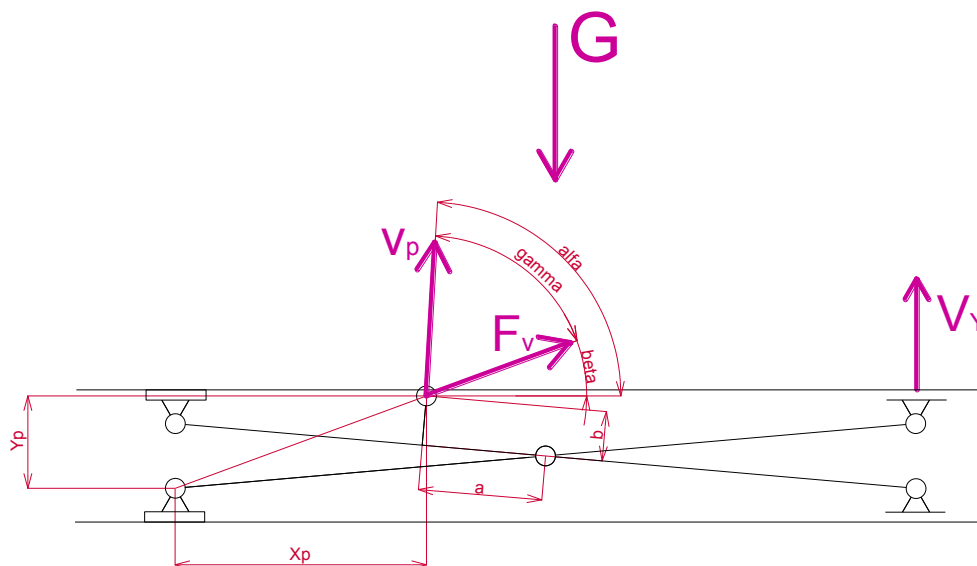
Pro ověření správnosti je proveden kontrolní součet reakcí na spodní podložku.

$$R_{dy} + R_{ey} - G = 0N \quad (26)$$

Tyto reakce vyšly, po odečtení zatěžovací síly, dle předpokladů rovny nule, stejně jako síla R_{dx} která musí vycházet nulová, poněvadž mechanismus je zatížen pouze svislou silou. Ověření správnosti síly F_v je uváděno v další kapitole.

4.3 Princip virtuálních prací

Pro ověření správnosti číselných hodnot vypočtených v předchozí kapitole je síla ve válci F_v vypočítána dle principu virtuálních prací.



Obrázek 14 Schéma konstrukce nůžkového zvedáku

Sestavíme rovnici rovnováhy dle kinematické metody. Následně provedeme roznásobení vektorového součinu. Na pravé straně rovnice zatěžující síla G a rychlost v_y mezi sebou svírají úhel 180° (viz. obr. 14), ovšem na levé straně rovnice síla, jež působí ve válci F_v , a obecná rychlost kloubu uchycení válce v_p svírají úhel γ .

$$\overline{F_v} \cdot \overline{v_p} = -\overline{G} \cdot \overline{v_y} \quad (27)$$

$$F_v \cdot v_p \cdot \cos \gamma = -G \cdot v_y \cdot \cos 180^\circ \quad (28)$$

$$F_v \cdot v_p \cdot \cos \gamma = G \cdot v_y \quad (29)$$

Úhel γ určíme jako doplněk úhlu β do úhlu α .

$$\gamma = \alpha - \beta \quad (30)$$

Vypočtení velikosti úhlu β je provedeno pomocí rozměrů X_p , Y_p , jež jsou znázorněny na obrázku 14.

$$\tan \beta = \frac{Y_p}{X_p} \quad (31)$$

Příčemž rozměry Y_p , X_p jsou určeny těmito vztahy:

$$X_p = \frac{k}{2} \cdot \cos \varphi - a \cdot \cos \varphi + b \cdot \sin \varphi \quad (32)$$

$$Y_p = \frac{k}{2} \cdot \sin \varphi + a \cdot \sin \varphi + b \cdot \cos \varphi \quad (33)$$

Úhel α je určen ze svislé a vodorovné složky rychlosti v_p .

$$\tan \alpha = \frac{v_{py}}{v_{px}} \quad (34)$$

Hodnoty složek rychlosti jsou určeny pomocí derivace rozměrů Y_p , X_p , podle úhlu ϕ .

$$v_{px} = \frac{dX_p}{dt} = \frac{dX_p}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \frac{dX_p}{d\varphi} \cdot \omega \quad (35)$$

$$v_{px} = \left(a \cdot \cos \varphi + b \cdot \cos \varphi - \frac{k}{2} \cdot \sin \varphi \right) \cdot \omega \quad (36)$$

$$v_{py} = \frac{dY_p}{dt} = \frac{dY_p}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \frac{dY_p}{d\varphi} \cdot \omega \quad (37)$$

$$v_{py} = \left(a \cdot \cos \varphi - b \cdot \cos \varphi + \frac{k}{2} \cdot \sin \varphi \right) \cdot \omega \quad (38)$$

Tedy po dosazení do rovnice 34 a zkrácení úhlové rychlosti ω , která se vyskytuje jak v čitateli tak ve jmenovateli zlomku dostáváme tento vztah:

$$\tan \alpha = \frac{\left(a \cdot \cos \varphi + b \cdot \cos \varphi - \frac{k}{2} \cdot \sin \varphi \right)}{\left(a \cdot \cos \varphi - b \cdot \cos \varphi + \frac{k}{2} \cdot \sin \varphi \right)} \quad (39)$$

Výpočet rychlosti kloubu **P**.

$$v_p^2 = v_{px}^2 + v_{py}^2 \quad (40)$$

$$v_p = \omega \cdot \sqrt{(\dot{Y}_p^2 + \dot{X}_p^2)} \quad (41)$$

Nyní jsou rovnice rychlostí v_p i v_y a směr rychlosti γ dosazeny do vztahu 29.

$$F_v \cdot \omega \cdot \sqrt{(\dot{Y}_p^2 + \dot{X}_p^2)} \cdot \cos \gamma = G \cdot k \cdot \cos \varphi \cdot \omega \quad (42)$$

Po zkrácení úhlové rychlosti ω , jenž se vyskytuje na obou stranách rovnice a vyjádření síly F_v dostáváme tento tvar.

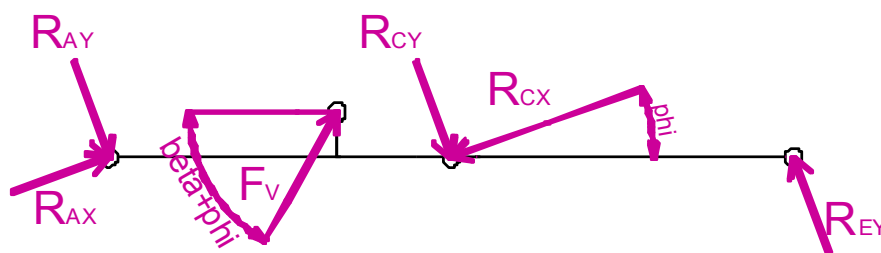
$$F_v = \frac{G \cdot k \cdot \cos \varphi}{\sqrt{\dot{Y}_p^2 + \dot{X}_p^2} \cdot \cos \gamma} \quad (43)$$

$$F_v = 9,297 \text{ kN} \quad (44)$$

Při číselném vyjádření síly působící ve válci je zřejmé, že hodnota se shoduje s výpočtem pomocí uvolnění a následného uspořádání do matice. Lze tedy vyloučit početní chybu, jenž by mohla vzniknout.

4.4 Vnitřní statické účinky

Pro vyřešení vnitřních statických účinků v jednotlivých ramenech nůžkového zvedáku je nyní nutné vypočítat normálové a posouvající síly v souřadném systému, jenž je pootočen tak, aby osa x byla rovnoběžná s osou ramene a osa y kolmá k ose ramene.



Obrázek 15 Schéma sil působících na rameno ACE

Nejdříve je proveden tento výpočet pro rameno ACE.

$$R_{an} = R_{ax} \cdot \cos(\varphi) + R_{ay} \cdot \sin(\varphi) \quad (45)$$

$$F_{vn} = F_v \cdot \cos(\varphi + \beta) \quad (46)$$

$$R_{cn} = R_{cx} \cdot \cos(\varphi) - R_{cy} \cdot \sin(\varphi) \quad (47)$$

$$R_{en} = R_{ey} \cdot \sin(\varphi) \quad (48)$$

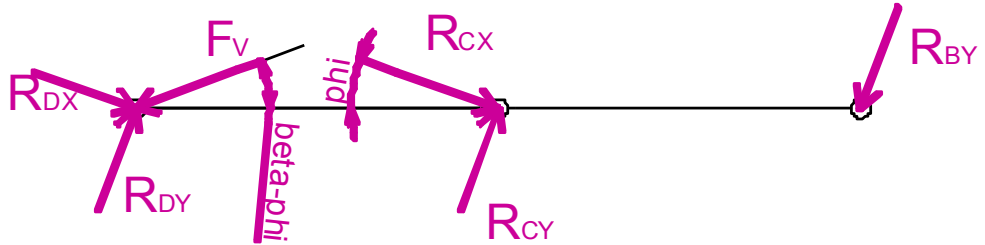
$$R_{at} = R_{ay} \cdot \cos(\varphi) - R_{ax} \cdot \sin(\varphi) \quad (49)$$

$$F_{vt} = F_v \cdot \sin(\varphi + \beta) \quad (50)$$

$$R_{ct} = R_{cy} \cdot \cos(\varphi) + R_{cx} \cdot \sin(\varphi) \quad (51)$$

$$R_{et} = R_{ey} \cdot \cos(\varphi) \quad (52)$$

$$M_v = b \cdot F_{vn} \quad (53)$$



Obrázek 16 Schéma sil působících na rameno BCD

Následně je proveden obdobný přepočet také pro rameno BCD.

$$R_{dn} = -R_{dx} \cdot \cos(\varphi) - R_{dy} \cdot \sin(\varphi) + F_v \cdot \cos(\varphi + \beta) \quad (54)$$

$$R_{cn} = R_{cx} \cdot \cos(\varphi) + R_{cy} \cdot \sin(\varphi) \quad (55)$$

$$R_{bn} = R_{by} \cdot \sin(\varphi) \quad (56)$$

$$R_{cn} = R_{cx} \cdot \cos(\varphi) + R_{cy} \cdot \sin(\varphi) \quad (57)$$

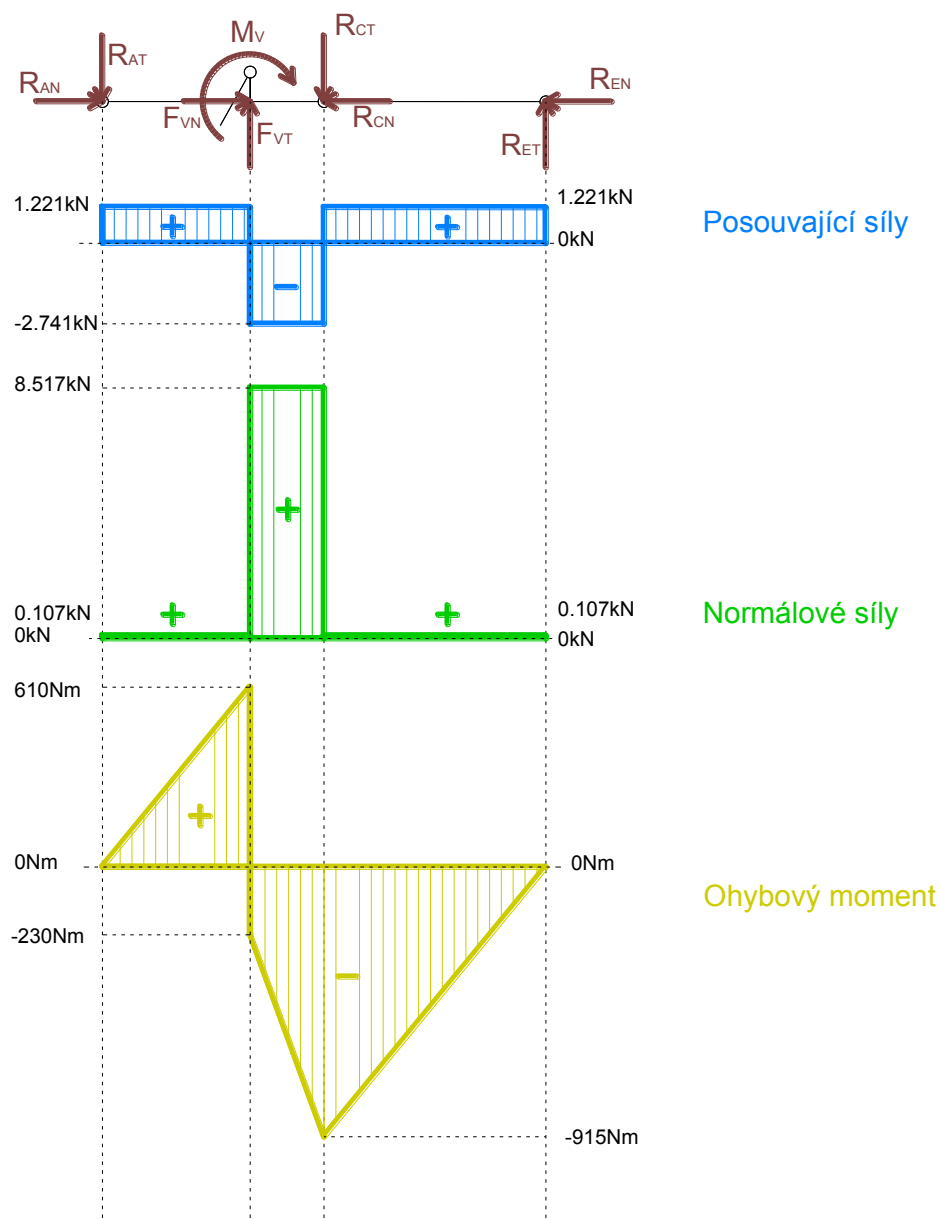
$$R_{dt} = -R_{dy} \cdot \cos(\varphi) + R_{dx} \cdot \sin(\varphi) + F_v \cdot \sin(\varphi + \beta) \quad (58)$$

$$R_{ct} = R_{cy} \cdot \cos(\varphi) - R_{cx} \cdot \sin(\varphi) \quad (59)$$

$$R_{bt} = R_{by} \cdot \cos(\varphi) \quad (60)$$

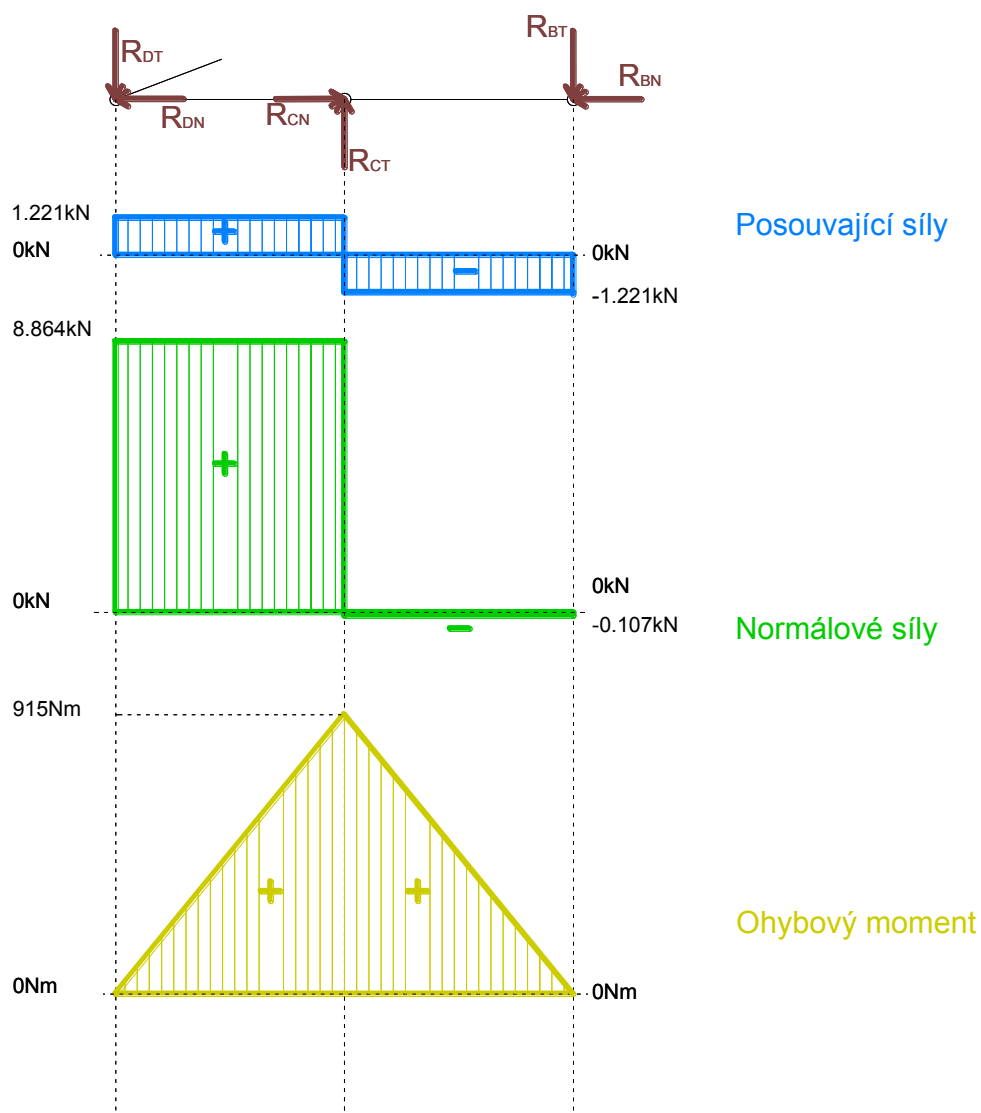
4.4.1 Grafické zobrazení vnitřních statických účinků

Na obrázcích 17 a 18 jsou vyobrazeny vnitřní statické účinky na rameni ACE a DBC nůžkové plošiny s jednou sekci. Modrou barvou jsou vyobrazeny průběhy posouvajících sil, zelenou barvou jsou znázorněny průběhy normálových sil. Přičemž v obou případech (posouvajících i normálových) je průběh mezi jednotlivými klouby konstantní.



Obrázek 17 Průběhy vnitřních statických účinků na rameni ACE

Ke změnám dochází pouze skokově v kloubech mechanismu. Žlutou barvou jsou znázorněny průběhy ohybového momentu. Zde již není průběh konstantní, nýbrž plynule narůstá v závislosti na rameni, na kterém působí síla, jenž způsobuje ohybový moment.



Obrázek 18 Průběhy vnitřních statických sil na rameni DCB

Pro lepší přehlednost byla síla F_v , jenž působí na kloub P , přesunuta přímo na rameno zvedáku. Byla nahrazena dvojicí sil F_{vn} , F_{vt} a momentem síly M_v . Hodnoty průběhů vnitřních statických účinků byly vypočteny pro hodnotu $\phi = 5^\circ$, tedy pro stav mechanismu kdy se nachází v nejnižší poloze. Tato poloha byla zvolena z důvodu nejvyšší hodnoty síly působící v hydraulickém válci, jenž zajišťuje zvedání plošiny.

Výpočet posouvajících sil na rameni ACN.

$$\text{Úsek A – F} \quad F_{t_{acn_{AF}}} = R_{at} = 1,122kN \quad (61)$$

$$\text{Úsek F – C} \quad F_{t_{acn_{FC}}} = R_{at} - F_{vt} = -2,742kN \quad (62)$$

$$\text{Úsek C – E} \quad F_{t_{acn_{CE}}} = R_{at} - F_{vt} + R_{ct} = 1,221kN \quad (63)$$

Výpočet normálových sil na rameni ACN

$$\text{Úsek A – F} \quad F_{n_{acn_{AF}}} = R_{an} = 0,107kN \quad (64)$$

$$\text{Úsek F – C} \quad F_{n_{acn_{FC}}} = R_{an} - F_{vn} = 8,517kN \quad (65)$$

$$\text{Úsek C – E} \quad F_{n_{acn_{CE}}} = R_{an} + F_{vn} - R_{cn} = 0,107kN \quad (66)$$

Poněvadž je počítáno s silovým momentem, jenž vznikl při přesunutí síly F_v , je tedy nutno v bodě **F** provést dva výpočty ohybového momentu. Silový moment M_v skokově mění průběh ohybového momentu. V krajních kloubech ramene jsou nulové ohybové momenty, proto nejsou pro tyto uzly uvedeny rovnice. V příloze jsou tyto rovnice uvedeny z důvodu kontroly správnosti výpočtů.

Výpočet ohybových momentů na rameni ACN.

$$\text{Kloub F}_l \quad M_{o_{acn_{Fl}}} = R_{at} \cdot \left(\frac{k}{2} - a\right) = 610,58Nm \quad (67)$$

$$\text{Kloub F}_p \quad M_{o_{acn_{Fp}}} = R_{at} \cdot \left(\frac{k}{2} - a\right) - M_v = -230,43Nm \quad (68)$$

$$\text{Kloub C} \quad M_{o_{acn_C}} = R_{at} \cdot \frac{k}{2} - M_v - F_v \cdot a = -915,87Nm \quad (69)$$

Výpočet posouvajících na rameni DCB.

$$\text{Úsek D – C} \quad F_{t_{acb_{DC}}} = R_{dt} = 1,221kN \quad (70)$$

$$\text{Úsek C – B} \quad F_{t_{acb_{CB}}} = R_{dt} - R_{ct} = -1,221kN \quad (71)$$

Výpočet normálových sil na rameni DCB

$$\text{Úsek D – C} \quad F_{n_{acb_{DC}}} = R_{dn} = 8,864kN \quad (72)$$

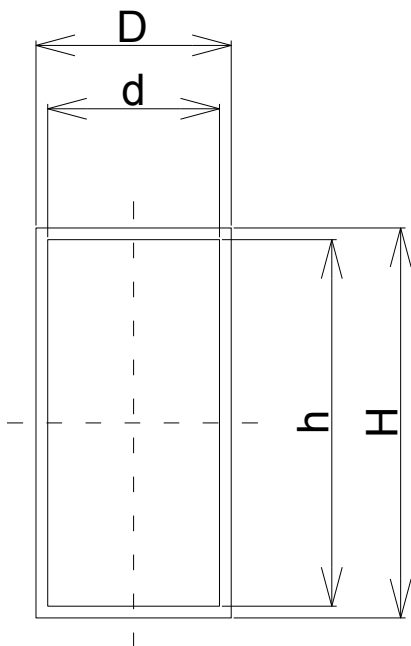
$$\text{Úsek C – B} \quad F_{t_{acb_{CB}}} = R_{dn} - R_{cn} = -0,107kN \quad (73)$$

Výpočet ohybových momentů na rameni DCB

$$\text{Kloub C} \quad M_{o_{acb_C}} = R_{dt} \cdot \frac{k}{2} = 915,87Nm \quad (74)$$

4.4.2 Výpočet napětí

Pro další výpočet bylo třeba definovat průřezy jednotlivých ramen nůžkového zvedacího mechanismu. Oběma hlavním ramenům i malému pomocnému rameni byl přiřazen obdélníkový profil o rozměru 100 mm na výšku a 50 mm na šířku, přičemž síla stěny je 3 mm.



Obrázek 19 Průřez profilu ramene zvedáku

Pro výpočet vnitřních statických účinků je potřeba určit charakteristiky daného profilu. Nejdříve je spočítána plocha, která je potřebná pro určení tahového napětí, jenž je způsobeno normálovými silami.

$$S = H \cdot D - h \cdot \quad (75)$$

Následně je určen také moment setrvačnosti, který poslouží k výpočtu ohybového napětí.

$$W_o = \frac{D \cdot H^3 - d \cdot h^3}{6 \cdot H} \quad (76)$$

Výpočet tahového napětí na rameni ACT.

$$\sigma_{t_{acn_{AF}}} = \frac{F_{n_{ace_{AF}}}}{S} = 0,124 MPa \quad (77)$$

$$\sigma_{t_{acn_{FC}}} = \frac{F_{n_{ace_{FC}}}}{S} = 8,517 MPa \quad (78)$$

$$\sigma_{t_{acn_{CE}}} = \frac{F_{n_{ace_{CE}}}}{S} = 0,124 MPa \quad (79)$$

Výpočet ohybového napětí na rameni ACT.

$$\sigma_{o_{ace_{F1}}} = \frac{M_{o_{ace_{F1}}}}{W_o} = 27,229 MPa \quad (80)$$

$$\sigma_{o_{ace_{Fp}}} = \frac{M_{o_{ace_{Fp}}}}{W_o} = -10,276 MPa \quad (81)$$

$$\sigma_{o_{ace_C}} = \frac{M_{o_{ace_C}}}{W_o} = -40,844 MPa \quad (82)$$

Výpočet tahového napětí na rameni DCB.

$$\sigma_{t_{dcb_{DC}}} = \frac{F_{n_{dcb_{DC}}}}{S} = 10,259 MPa \quad (83)$$

$$\sigma_{t_{dcb_{CB}}} = \frac{F_{n_{dcb_{CB}}}}{S} = -0,124 MPa \quad (84)$$

Výpočet ohybového napětí na rameni ACT.

$$\sigma_{o_{dcb_C}} = \frac{M_{o_{dcb_C}}}{W_o} = 40,844 MPa \quad (85)$$

4.5 Výpočet pomocí MKP

Jako další z možností výpočtení sil a vnitřních statických účinků na jednotlivých ramenech, je výpočet pomocí MKP programu. Byl zvolen výpočetní program PATRAN 2010. Charakter výpočtu umožňuje využít prvky typu BEAM.

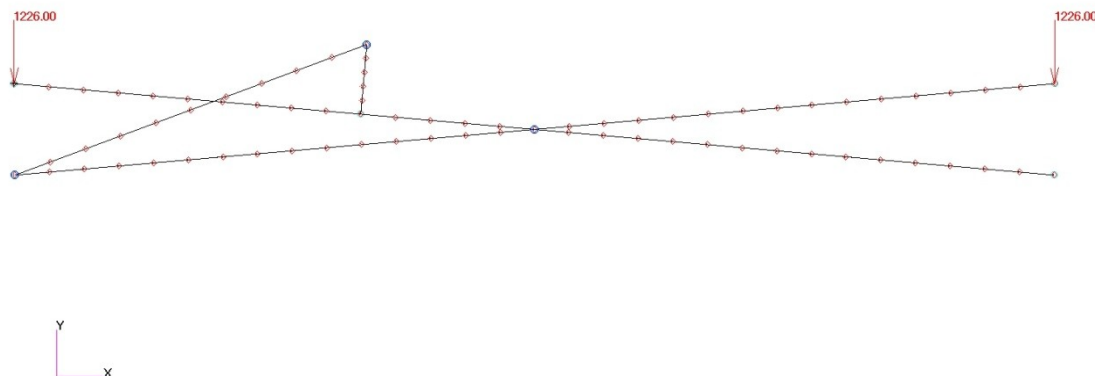
Prvek BEAM je definován jako jednorozměrný prvek, který spojuje dva body sítě. Mezi jeho vlastnosti patří::

- a) Je definován tuhostí v podélném směru a torzní tuhostí.
- b) Vlastnosti prvku nemusí být konstantní po celé jeho délce, oba jeho konce mohou mít definovány odlišné vlastnosti.
- c) Neutrální osa ohybu se nemusí shodovat s osou prvku.

Těmto jednorozměrným prvkům byly přiřazeny jejich rozměry. Z knihovny průřezů byl zvolen obdélníkový průřez, který odpovídal numericky počítanému profilu. Nejdůležitějším parametrem jednotlivých ramen je jejich délka a sklon. Důležitým činitelem je způsob uchycení hydraulického válce, jenž nám zajišťuje svislý pohyb horního rámu nůžkového mechanismu.

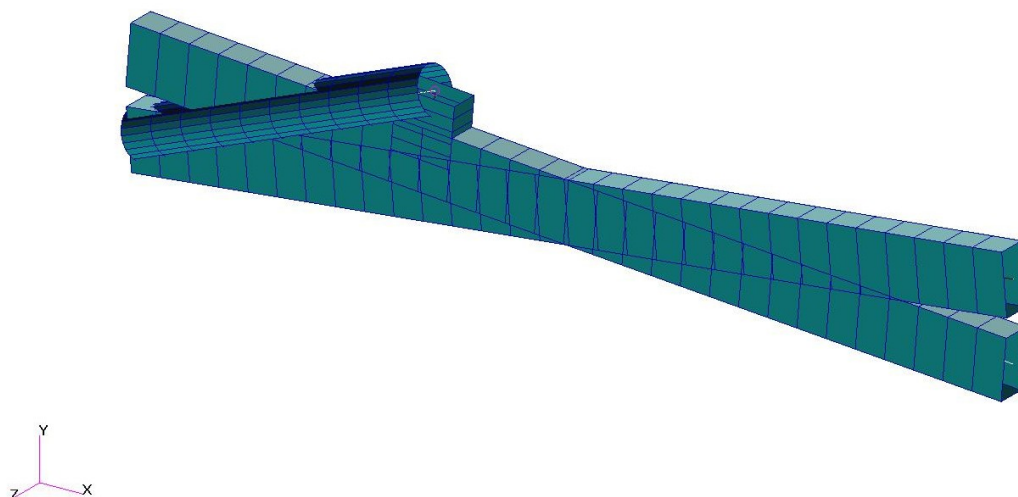
4.5.1 Modelování jedné sekce v rovině

Nejdříve byl vytvořen model rovinného nůžkového mechanismu dle předlohy pro nejnižší polohu, v níž vznikají největší síly v pístu válce.



Obrázek 20 Konečno prvkový model a zatížení mechanismu

Následně bylo provedeno rozdělení přímek modelu, jenž představují jednotlivá ramena nůžkového mechanismu na uzlové body. Na obrázku 20 jsou tyto uzlové body znázorněny červenými tečkami. Tvary jednotlivých prvků jsou ve srovnání s běžně užívanými nůžkovými mechanismy částečně zjednodušené, ovšem toto zjednodušení neovlivní požadované výsledné hodnoty.



Obrázek 21 Zobrazení tvaru ramen

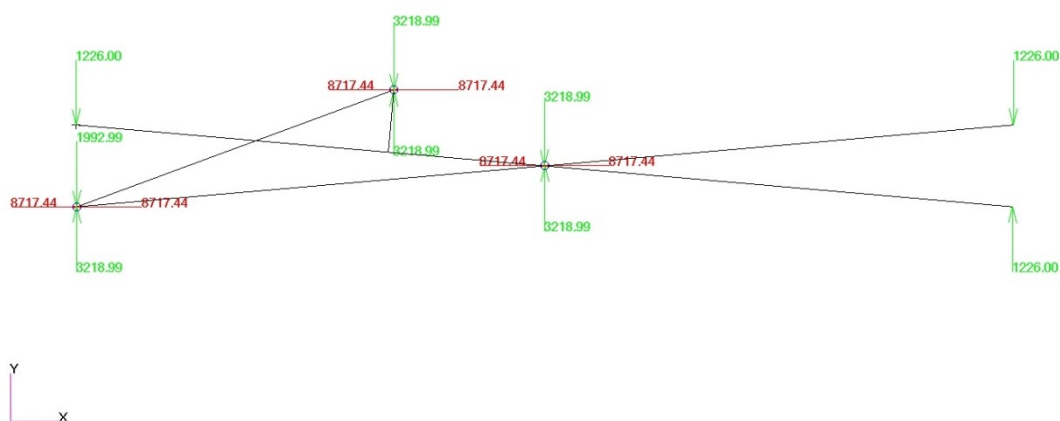
Zatěžovací síla je rozložena do dvou působících bodů, v nichž jsou ramena v kontaktu s horní deskou. Přičemž je uvažováno, že zatížení působí uprostřed horní desky, tedy zatěžovací síly jsou stejné velikosti a to jedné čtvrtiny hodnoty celkové zátěže.

Uvažováno s čtvrtinovým zatížením je z důvodu, že horní deska přichází do kontaktu se čtyřmi rameny, které ji podepírají. Síly mají svislý směr a jsou orientovány dolů. Uchycení ramen u spodního rámu již není v obou případech shodné, poněvadž pravý kloub musí být umístěn v drážce či na kolejnici, jenž mu bude umožňovat jeho pohyb ve vodorovném směru. Dále tento kloub musí dovolit otáčení konce ramene. Kloub který je společný pro uchycení konce hydraulického válce tak i pro rameno umožňuje pouze rotace obou jmenovaných prvků, posuvy jsou v tomto bodě zakázány ve všech směrech. Aby bylo zabráněno případnému problému, jenž by mohl vzniknout s ohledem na vzpěr, byly všem prvkům odebrány posuvy v ose **Z**, což je osa kolmá k rovině pohledu.

Protože se jedná o mechanismus, bylo nutno definovat klouby mezi jednotlivými rameny, aby mohlo docházet k jejich vzájemnému pootáčení. V tomto případě tak bylo učiněno pomocí elementu RJOINT. RJOINT je definován jako mechanický kloub. Jeho využití je možno pouze překrývají-li se uzlové body mechanismu. K jeho určení je využito vždy jeden nezávislý uzel a druhý závislý uzel. Mezi tímto párem bodů je možno určit stupně volnosti, jenž budou mít společné. Například mohou mít společné posuvy, přičemž je možno zamezit maximálně šest stupňů volnosti tři rotace a tři posuvy. V realizovaném případě byly umožněny rotace pouze okolo osy **Z**, všechny ostatní rotace a také posuvy byly zakázány. Spojení krátkého ramene nesoucího konec hydraulického válce je realizováno pevným spojením, jenž by mělo napodobovat svaření obou profilů.

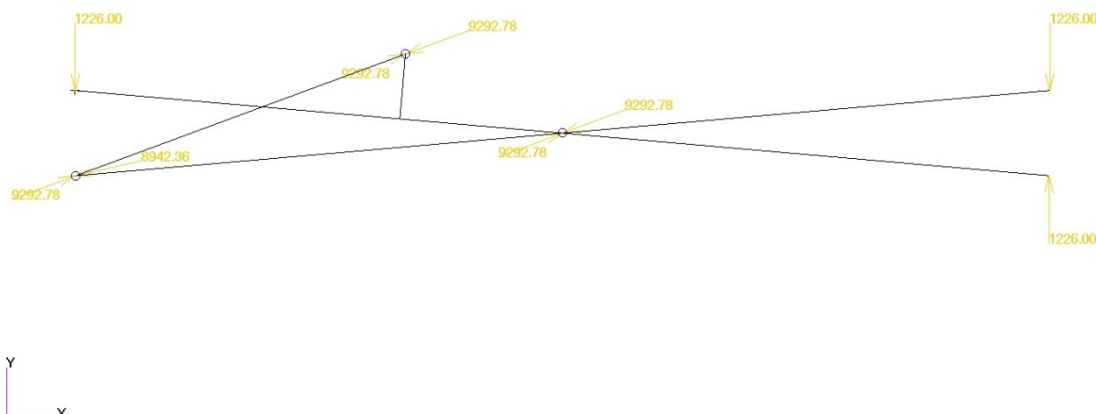
4.5.2 Číselné výsledky jedné sekce v rovině

Výstupem výpočtu je znázornění kloubových reakcí. Čistá velikost jednotlivých sil je možno buďto rozložit do x-ové a y-nové souřadnice, nebo přímo v jejich původním směru. Což je výhodné pro odečtení síly, která působí v hydraulickém válci, poněvadž



Obrázek 22 Složky sil působící v kloubech mechanismu

numericky byla spočtena v této skloněné poloze a není ji tedy nutno rozkládat na osově složky.



Obrázek 23 Síly působící v kloubech mechanismu

	Numerický výpočet [kN]	MKP výpočet [kN]	Rozdíl [kN]	Rozdíl [%]
F_v	9,297	9,292	0,005	0,054
R_{cx}	8,724	8,717	0,007	0,080
R_{cy}	3,215	3,218	0,003	0,093
R_{dx}	0	0	0	0
R_{dy}	1,226	1,226	0	0
R_{ey}	1,226	1,226	0	0

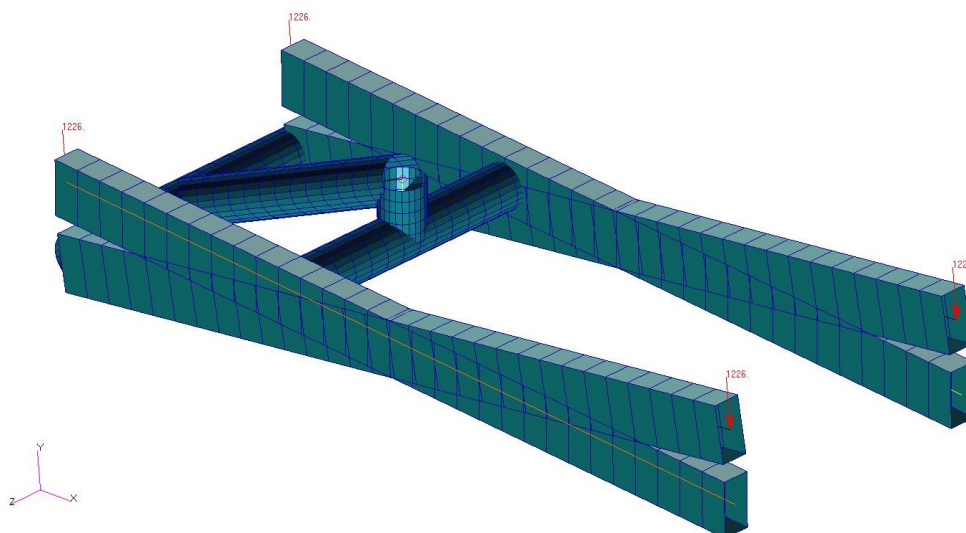
Tabulka 1 Srovnání číselných výsledků reakcí jedno sekčního mechanismu

Porovnáme-li výsledné hodnoty, jenž byly spočteny v předchozích kapitolách s hodnotami, jenž jsou výstupem výpočtu pomocí MKP softwaru dostáváme se k velmi podobným hodnotám, jenž jsou buď zcela shodné případně se liší o hodnoty menší než jedna desetina procenta. Tato přesnost výpočtu je zcela vyhovující.

Hodnota F_v nám udává sílu, jenž působí v hydraulickém válci, ale je to pouze poloviční hodnota, poněvadž je počítáno pouze s jednou polovinou nůžkového zvedacího mechanismu.

4.5.3 Modelování jedno sekčního zvedáku v prostoru

Postup tvorby modelu je značně podobný jako v předchozí kapitole při tvorbě nůžkového mechanismu v rovině. Již je přidán druhý nůžkový mechanismus.



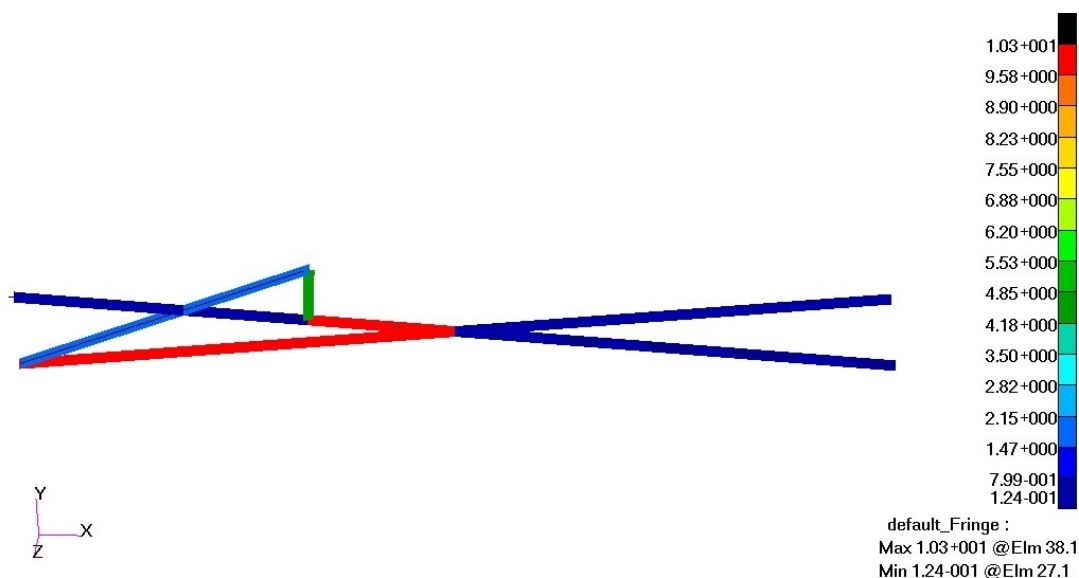
Obrázek 24 Prostorový model nůžkového mechanismu

Oproti předchozímu řešení nyní jsou přidány spojovací tyče, které nám zajišťují společný pohyb ramen a také je zde uchycen hydraulický válec. Nyní jsou aplikovány čtyři zatěžující síly v místech kde dochází ke kontaktu s horním rámem.

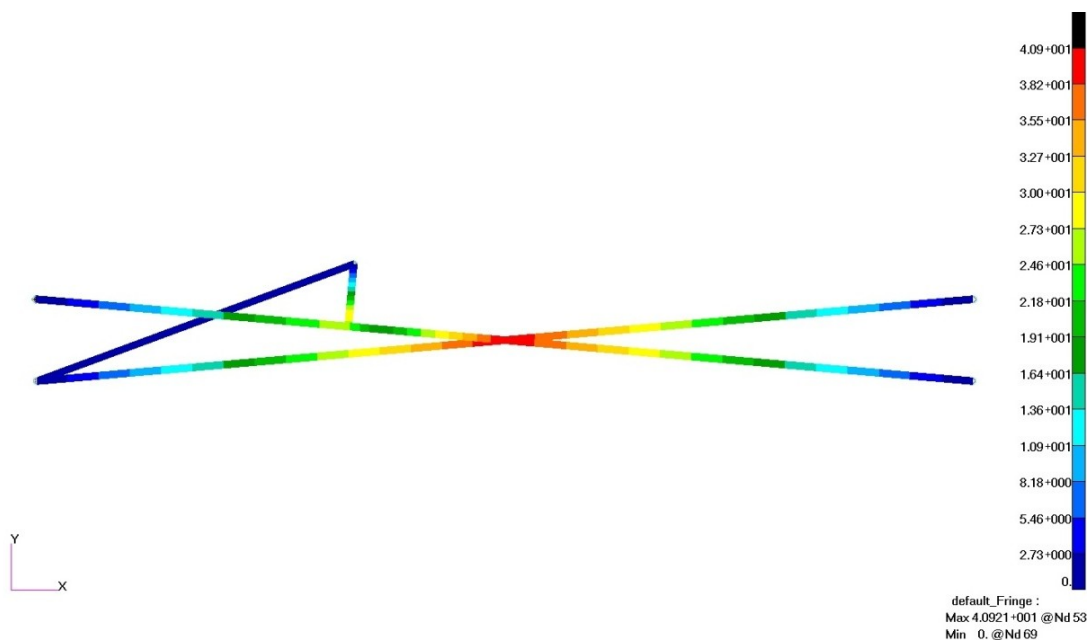
4.5.4 Vnitřní statické účinky MKP

Pomocí programu PATRAN 2010 bylo také spočítáno tahové, ohybové a kombinované napětí v ramenech nůžkového mechanismu.

Na obrázku 25 je vidět, že největší tahové napětí vniká na rameni DCB mezi klouby DC. Na druhém rameni k němuž je uchycen hydraulický válec je největší tahové napětí mezi kloubem C a patou pomocného ramene, jenž nám zajišťuje uchycení hydraulického válce.



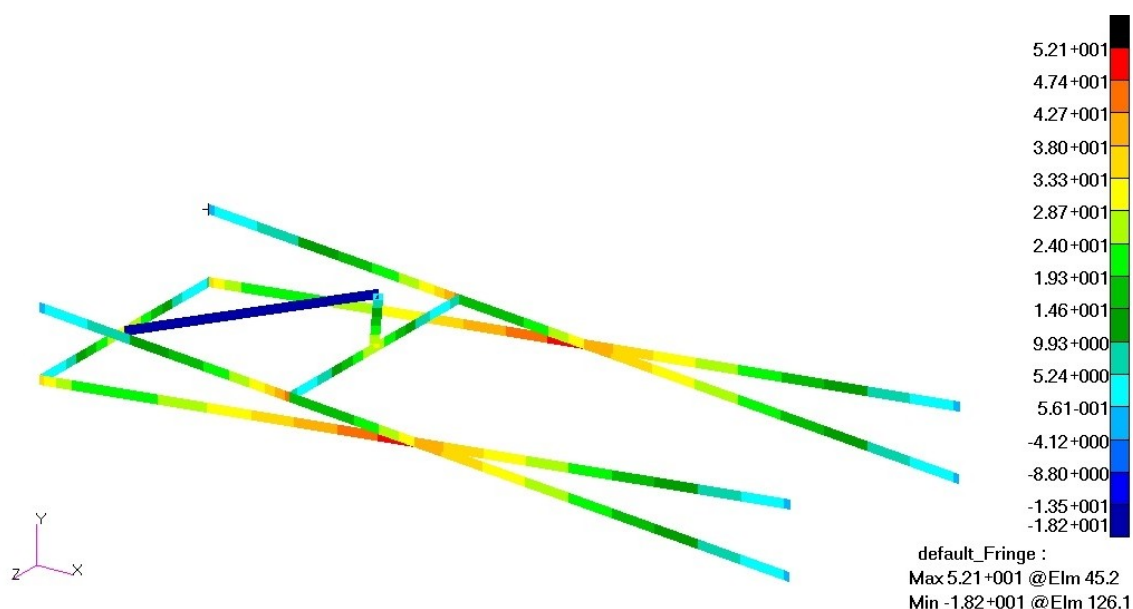
Obrázek 25 Průběh tahového napětí dle MKP



Obrázek 26 Průběh ohybového napětí dle MKP

Maximální ohybové napětí se vyskytuje v centrálním kloubu jedno sekční nůžkové plošiny. Toto maximální ohybové napětí je na obrázku 26 znázorněno červenou barvou.

Na obrázku 27 jsou vyobrazeny hodnoty kombinovaného napětí ve všech částech prostorového mechanismu. Největší napětí je odečteno opět v oblasti centrálního kloubu. Poněvadž je mechanismus symetrický, tak dle předpokladů jsou oba nůžkové mechanismy namáhány stejně.



Obrázek 27 Kombinované namáhání prostorového mechanismu

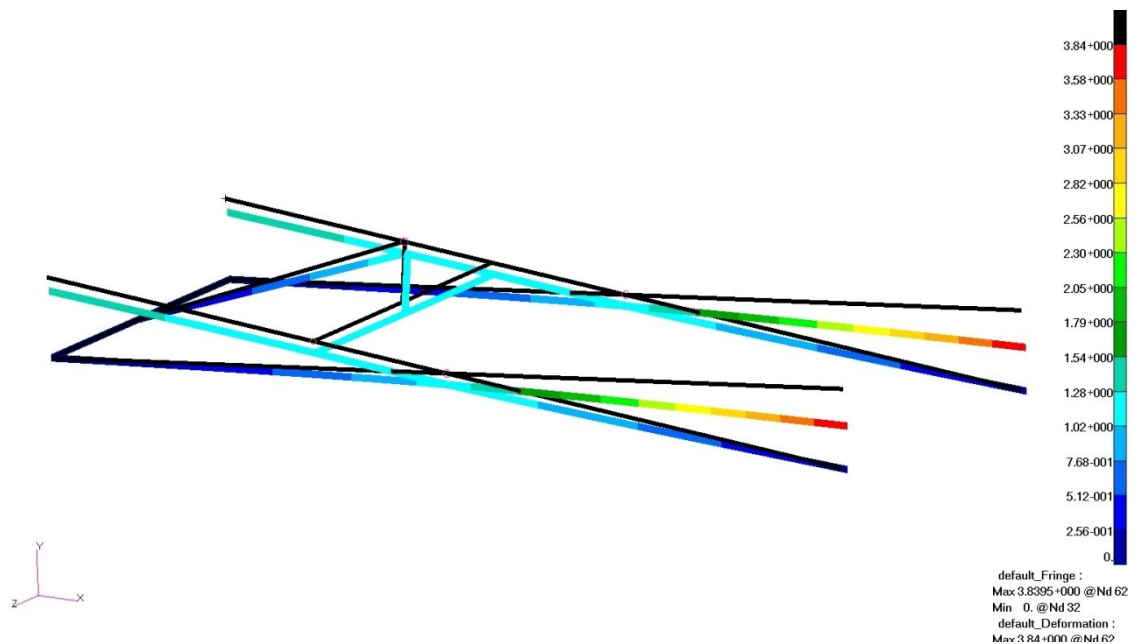
	Numerický výpočet [MPa]	MKP výpočet [MPa]	Rozdíl [MPa]	Rozdíl [%]
σ_t	10,259	10,252	0,004	0,039
σ_o	40,844	40,921	0,077	0,186
σ_c	51,1	52,1	1	1,96

Tabulka 2 Srovnání číselných výsledků napětí jedno sekčního mechanismu

Při porovnání hodnot, jenž byly vypočteny numerickými postupy a hodnot jichž bylo docíleno využitím výpočetního softwaru PATRAN 2010, je zřejmé že nedochází k výraznějším odchylkám. U ohybového a tahového napětí se výsledky liší jen minimálně o méně než jedno procento. U celkového napětí dochází k rozdílu necelá dvě procenta. Tento rozdíl může být způsoben, že hodnota byla odečtena z prostorového modelu, namísto dvou předchozích hodnot, které byly odečteny z rovinného modelu. I přes tento nárůst odchylky se jedná o dostačující přesnost.

Deformace jednotlivých ramen jsou znázorněny na obrázku 28. Černou barvou jsou vyobrazeny původní nezatížené pozice. Deformace jsou naznačeny a barevnými čarami. Tyto deformace jsou vyobrazeny ve zvětšení, aby byly dobře čitelné. Největší deformace vznikají na volném konci ramen u horního rámu.

$$\Delta h_{MAX} = 3,83 \text{ mm}$$



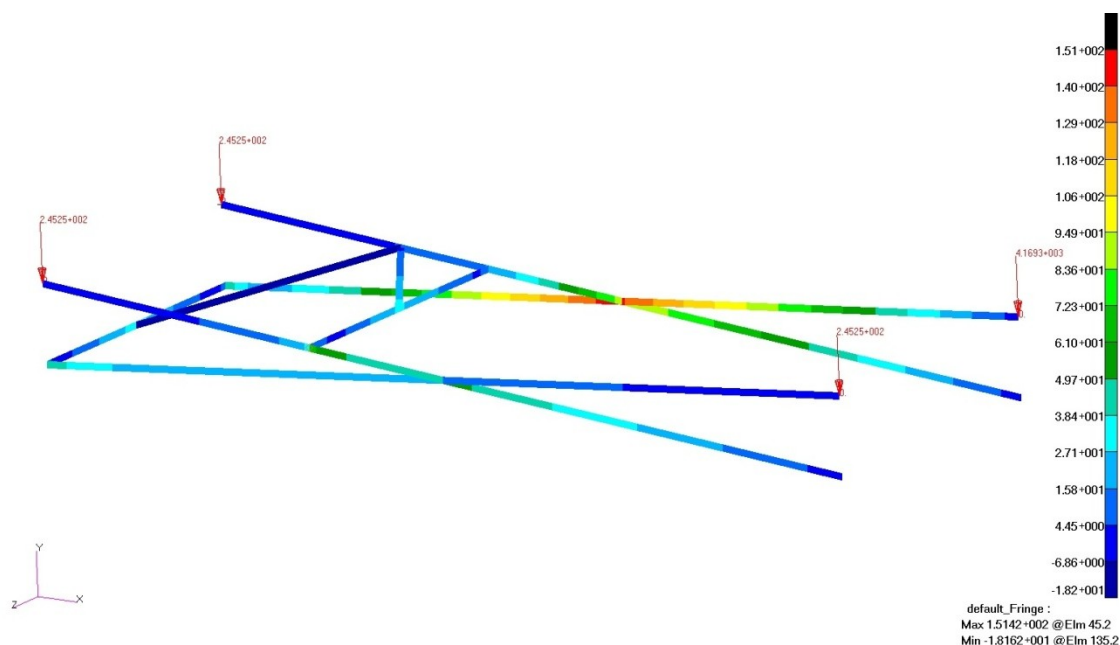
Obrázek 28 Deformace symetricky zatíženého nůžkového mechanismu

Běžně se zvedací plošiny zatěžují nesymetricky. Tento případ je znázorněn na obrázku 29. Zatížení není uloženo na ose symetrie, tedy bude více zatěžovat jednu část nůžkového mechanismu V tomto případě bylo přesunuto 425 kg z celkové nosnosti pouze nad jedno rameno. Nyní se již hodnota celkového napětí vyšplhala na hodnotu $\sigma_{cA} = 151,4 \text{ MPa}$.

$$k_{bez} = \frac{\sigma_{re}}{\sigma_{cA}} = \frac{226}{151,4} = 1,49 \quad (86)$$

Ramena nůžkového mechanismu jsou navržena z konstrukční oceli 11 423, mezi její využití patří součásti železničních vozidel. Bezpečnost této soustavy je téměř 1,5.

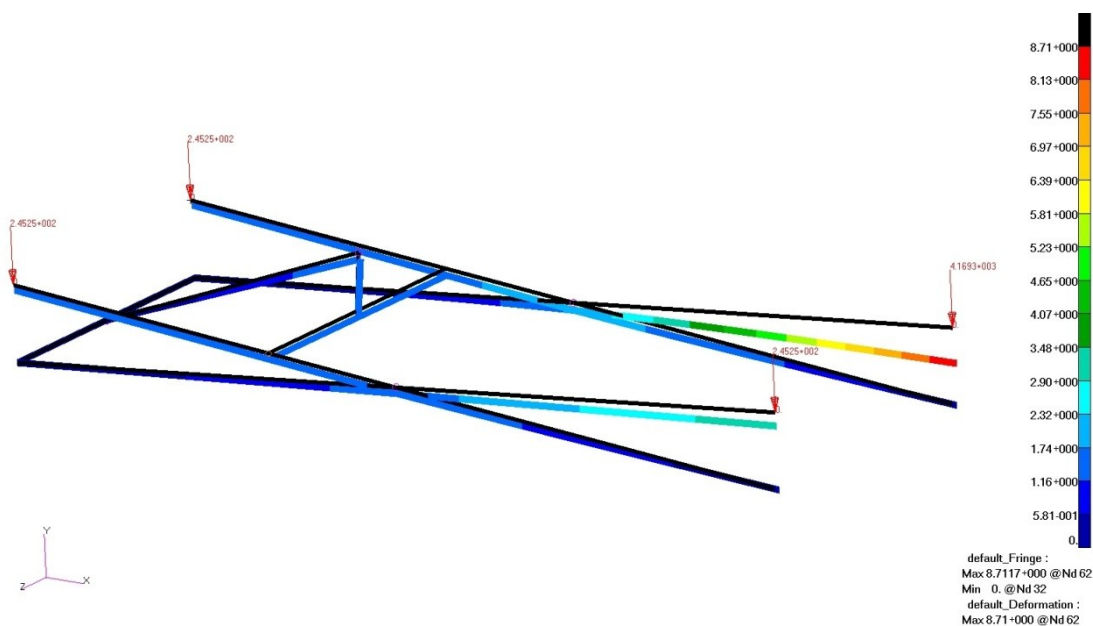
$$\sigma_{cA} = 151,4 \text{ MPa.}$$



Obrázek 29 Kombinované namáhání nesymetricky zatíženého prostorového mechanismu

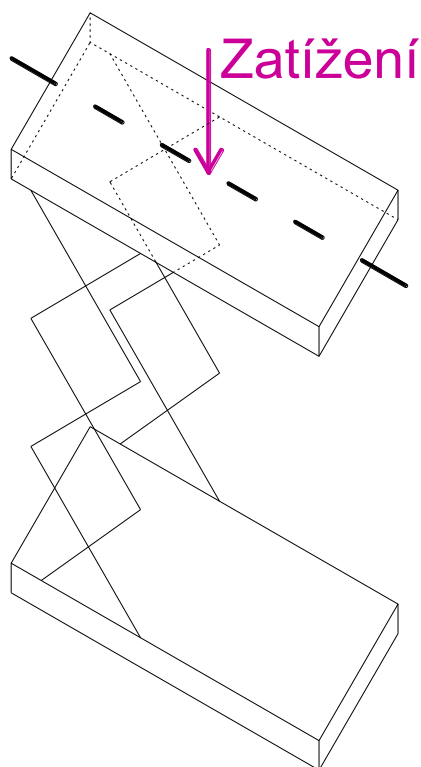
Z obrázku 30 lze vyčíst deformace na plošině, jenž je zatížena asymetricky. Největší deformace o hodnotě 8,71 mm.vnikají na volném konci ramene, což je způsobeno tím, že zde působí většina síly, která zatěžuje mechanismus.

$$\Delta h_{\text{MAXasimet}} = 8,71 \text{ mm}$$



Obrázek 30 Deformace asymetricky zatížené nůžkové plošině

5 Výpočet tří sekční nůžkové plošiny



Obrázek 31 Schéma zatížení tří sekční plošiny

Při výpočtu tří sekční nůžkové plošiny, se postupy z větší části opakují, jen se rozrostou o více neznámých. Z tohoto důvodu budou uváděny pouze základní výpočty a rozdílné části oproti jedno sekční nůžkové plošině, aby nedocházelo k zbytečnému opakování.

Zatížení je realizováno obdobně, jak tomu bylo v případě jedno sekční nůžkové zvedací plošiny. Také v tomto případě je možno uvažovat se zjednodušením výpočtu tím, že bude počítáno pouze s jednou stranou nůžkového mechanismu, jenž pracuje pouze v rovině. Z důvodu tohoto zjednodušení je nutno uvažovat s poloviční zatěžovací silou. Oproti předchozímu výpočtu přibudou další dvě sekce, jenž jsou pomocí kloubů připojeny k původní první sekci nůžkového mechanismu. Také se změní poloha hydraulického

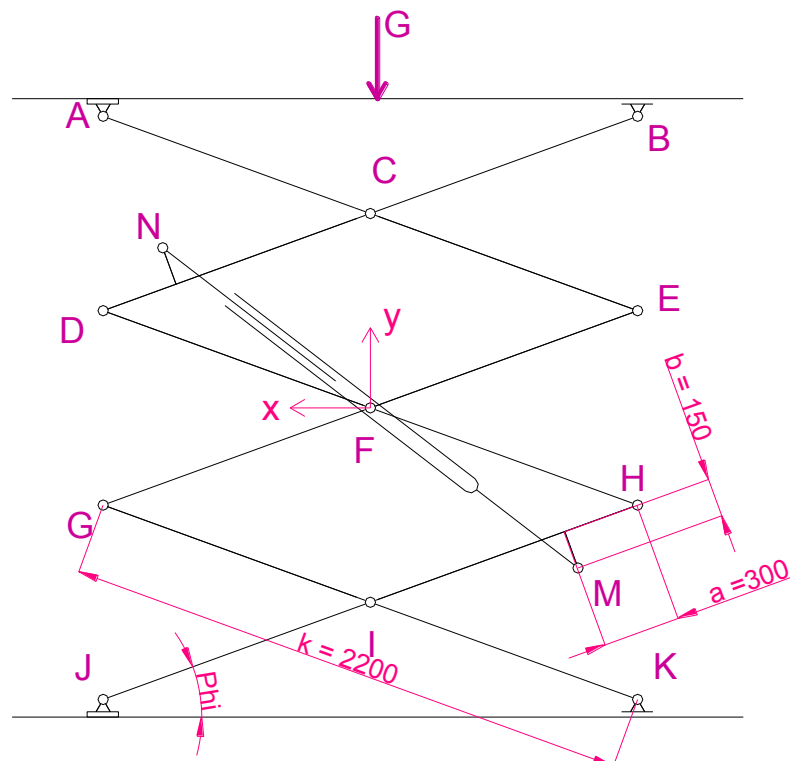
válce. Již není umístěn jeho spodní konec v pevném kloubu nejnižší sekce, nýbrž jsou oba konce kloubově umístěny na pomocných ramenech. Velikost zatěžující síly je stejná jako u předchozí jedno sekční nůžkové plošiny.

$$G = \frac{\text{nosnost} \cdot g}{2} \quad (87)$$

$$G = \frac{500 \cdot 9,81}{2} = 2.452 \text{ kN} \quad (88)$$

5.1 Zatížení

Síla G je síla, jenž působí na horní desku nůžkové plošiny. Toto zatížení v sobě již zahrnuje hmotnost horní desky a také užitečnou nosnost, jenž je plošina schopna uzvednout. Následně dochází k rozkladu této síly do podpěrných ramen nůžkového mechanismu. Pro výpočet je uvažováno poněkud zidealizované zcela symetrické zatížení.



Obrázek 32 Schéma tří sekčního nůžkového mechanismu

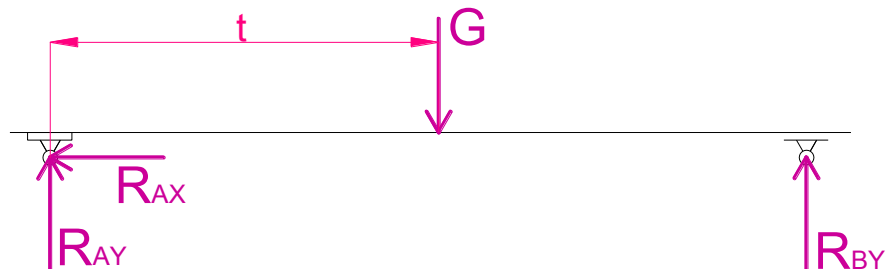
Zatížení je realizováno osamělou silou, která je umístěna, z důvodů zjednodušení výpočtů, na střed mezi obě podpěrná ramena.

Velikost reakcí v horní desce **AB** tedy určíme z momentových rovnic pomocí následujících vztahů.

$$R_{ay} = \frac{G \cdot (k \cdot \cos(\varphi) - t)}{k \cdot \cos(\varphi)} \quad (89)$$

$$R_{by} = \frac{G \cdot t}{k \cdot \cos(\varphi)} \quad (90)$$

$$R_{ax} = 0 \quad (91)$$

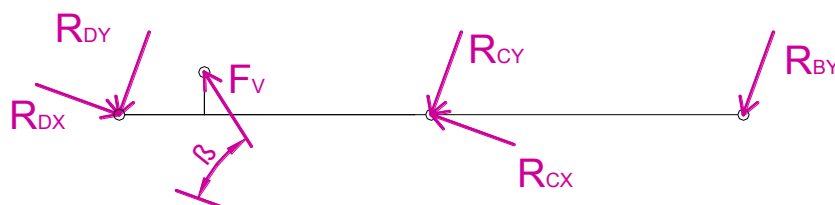


Obrázek 33. Umístění zatěžující síly

5.2 Uvolnění

Aby bylo možno spočítat reakce ramen v jednotlivých kloubech, budou všechna ramena postupně uvolněna a napsány pro ně rovnice rovnováhy. Dvě rovnice pro rovnováhu sil v osách souřadného systému a jedna momentová rovnice. Poněvadž tři sekční mechanismus obsahuje šest ramen, bylo rozhodnuto, že budou uvedeny výpočty pouze pro nejvíce namáhané rameno. Což v tomto případě je rameno DCB, k němuž je přichycen konec hydraulického válce. Poněvadž je síla G umístěna zcela symetricky, bude stejně namáháno i rameno IHJ, k němuž je přichycen druhý konec hydraulického válce. Ovšem v příloze uvádím výpočet pro všechna ramena.

5.2.1 Rovnice rovnováhy



Obrázek 34 Reakce na rameni DCB

Rovnice rovnováhy pro nosník DBC.

$$-R_{by} - R_{cy} - R_{dy} + F_v \cdot \sin(\beta) = 0 \quad (92)$$

$$-R_{cx} + R_{dx} - F_v \cdot \cos(\beta) = 0 \quad (93)$$

$$\begin{aligned} & -R_{dy} \cdot \frac{k}{2} \cdot \cos(\varphi) - R_{dx} \cdot \frac{k}{2} \cdot \sin(\varphi) + F_v \cdot \cos(\beta) \cdot \left[\left(\frac{k}{2} - a \right) \cdot \sin(\varphi) + b \cdot \cos(\varphi) \right] + \\ & \left[F_v \cdot \sin(\beta) \cdot \left[\left(\frac{k}{2} - a \right) \cdot \cos(\varphi) + b \cdot \sin(\varphi) \right] \right] + R_{by} \cdot \frac{k}{2} \cdot \cos(\varphi) = 0 \end{aligned} \quad (94)$$

5.2.2 Maticový tvar

Řešení reakcí bude řešeno obdobně jak u jedno sekční nůžkové plošiny.

$$\mathbf{A} \cdot \mathbf{v} = \mathbf{b} \quad (95)$$

Pro vypočtení všech sil, které působí v kloubech nůžkového mechanismu, jsou předchozí rovnice (také ty jenž jsou uvedeny v příloze) sestaveny do čtvercové matice koeficientů.

$$\mathbf{A} := \begin{pmatrix}
0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{S}{2} & \frac{C}{2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
\sin(\beta) & 0 & -1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
-\cos(\beta) & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
S1 & 0 & 0 & \frac{-S}{2} & \frac{-C}{2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & S & -C & \frac{S}{2} & \frac{C}{2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & -S & C & 0 & 0 & \frac{-S}{2} & \frac{C}{2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
-\sin(\beta) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 \\
\cos(\beta) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\
S2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{-S}{2} & \frac{C}{2} & -S & C & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 1 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{S}{2} & \frac{C}{2} & 0 & 0 & -C \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0
\end{pmatrix} \quad (96)$$

Pro zjednodušení zápisu této matice byla vytvořena substituce pro některé složité členy.

$$\begin{aligned}
S_1 = & \left\{ \cos(\beta) \cdot \left[\left(\frac{k}{2} - a \right) \cdot \sin(\varphi) - b \cdot \cos(\varphi) \right] \right\} + \\
& \left\{ \sin(\beta) \cdot \left[\left(\frac{k}{2} - a \right) \cdot \cos(\varphi) + b \cdot \sin(\varphi) \right] \right\}
\end{aligned} \quad (97)$$

$$S_2 = -\cos(\beta) \cdot [a \cdot \sin(\varphi) + b \cdot \cos(\varphi)] - \sin(\beta) \cdot [a \cdot \cos(\varphi) - b \cdot \sin(\varphi)] \quad (98)$$

$$S = k \cdot \sin(\varphi) \quad (99)$$

$$C = k \cdot \cos(\varphi) \quad (100)$$

Sloupcový vektor \mathbf{v} je vektor neznámých.

$$\mathbf{v}^T = \begin{pmatrix} F_v, R_{cx}, R_{cy}, R_{dx}, R_{dy}, R_{ex}, R_{ey}, R_{fx}, \\ R_{fy}, R_{gx}, R_{gy}, R_{hx}, R_{hy}, R_{ix}, R_{iy}, R_{jx}, R_{jy}, R_{ky} \end{pmatrix} \quad (101)$$

Sloupcový vektor \mathbf{b} je vektor pravých stran.

$$\mathbf{b}^T = \left(F_v, R_{ay}, -R_{ax}, R_{ay} \cdot \frac{c}{2} - R_{ax} \cdot \frac{s}{2}, R_{by}, 0, R_{by} \cdot \frac{c}{2}, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0 \right) \quad (102)$$

Vyřešení je provedeno inverzí matic.

$$\mathbf{v} = \mathbf{A}^{-1} \cdot \mathbf{b} \quad (103)$$

5.2.3 Číselné výsledky

Zde jsou uvedeny některé číselné výsledky vypočtených sil.

$$F_v = 15,663 \text{ kN} \quad (104)$$

$$R_{jx} = 0 \text{ kN} \quad (105)$$

$$R_{jy} = 1,226 \text{ kN} \quad (106)$$

$$R_{cy} = 1,226 \text{ kN} \quad (107)$$

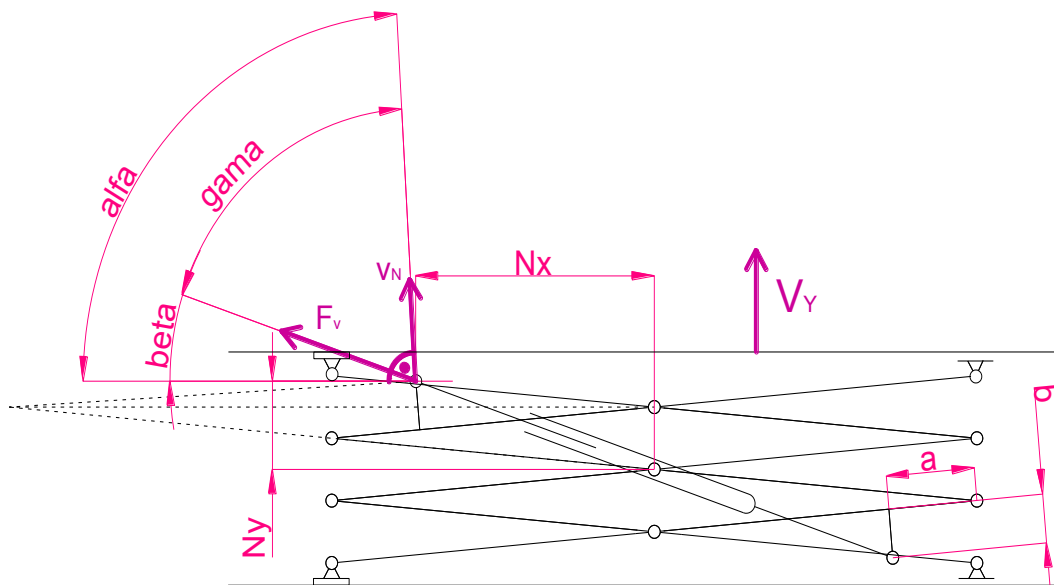
Pro ověření správnosti je proveden kontrolní součet reakcí na spodní podložku.

$$R_{jy} + R_{by} - G = 0 \text{ N} \quad (108)$$

Reakce působící na spodní podložku jsou rovny zatížení, tedy ověření je úspěšně splněno. Stejně jako vodorovná síla \mathbf{R}_{jx} vychází nulová, což je dáno tím, že mechanismus je zatížen pouze ve svislém směru.

5.3 Princip virtuálních prací

Ověření síly v hydraulickém válci F_v , proběhne pomocí principu virtuálních prací.



Obrázek 35 Zobrazení rozměrů

Následuje obdobný výpočet jak tomu bylo u jedno sekční nůžkové plošiny. Ovšem svislou rychlost v_y je nutno vynásobit koeficientem 1,5 , protože se je počítáno s jednou a půl sekcí nůžkového mechanismu.

$$\overline{F_v} \cdot \overline{v_N} = -\overline{G} \cdot \overline{v_y} \quad (109)$$

$$F_v \cdot v_N \cdot \cos \gamma = G \cdot v_y \quad (110)$$

$$F_v \cdot \omega \cdot \sqrt{(\dot{Y}_p^2 + \dot{X}_p^2)} \cdot \cos \gamma = 1,5 \cdot G \cdot k \cdot \cos \varphi \cdot \omega \quad (111)$$

Určení rozměrů Y_N , X_N je provedeno dle následujících vztahů.

$$X_N = \frac{k}{2} \cdot \sin \varphi + a \cdot \sin \varphi + b \cdot \cos \varphi \quad (112)$$

$$Y_p = \frac{k}{2} \cdot \cos \varphi - a \cdot \cos \varphi + b \cdot \sin \varphi \quad (113)$$

Následně lze z těchto rozměrů určit úhel β .

$$\tan \beta = \frac{Y_N}{X_N} \quad (114)$$

A po následné derivaci těchto rozměrů podle úhlu ϕ , jsou získány rychlosti v_{yN} a v_{xN} s nimiž lze určit uhel α .

$$\tan \alpha = \frac{v_{yN}}{v_{xN}} \quad (115)$$

Jsou li známi oba tyto úhly, je možno dopočítat úhel γ , jenž vzniká mezi směrem síly F_v a směrem rychlosti kloubu V_v .

$$\gamma = \alpha - \beta \quad (116)$$

Výpočet rychlosti kloubu N.

$$v_p^2 = v_{px}^2 + v_{py}^2 \quad (117)$$

$$v_p = \omega \cdot \sqrt{(\dot{Y}_p^2 + \dot{X}_p^2)} \quad (118)$$

Po dosazení a matematických úpravách předchozích rovnic dostáváme výsledný vztah pro výpočet síly, která působí v hydraulickém válci.

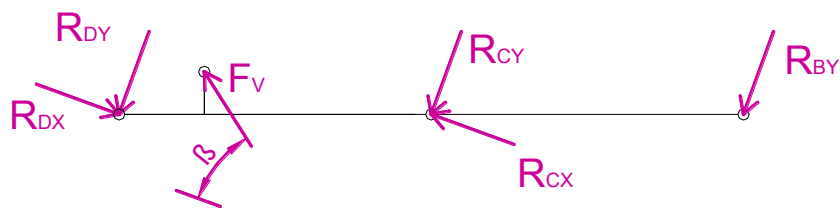
$$F_v = \frac{1,5 \cdot G \cdot k \cdot \cos \varphi}{\sqrt{\dot{Y}_p^2 + \dot{X}_p^2} \cdot \cos \gamma} \quad (119)$$

$$F_v = 15,663 kN \quad (120)$$

Při porovnání obou číselných hodnot, dostáváme zcela shodné výsledky $F_v = 15,663 kN$. Tato skutečnost nám potvrzuje, že při výpočtech nedošlo k chybě jak numerické tak postupové.

5.4 Vnitřní statické účinky tří sekčního mechanismu

Podobně jako tomu bylo při uvolňování, tak i zde budou řešeny vnitřní statické účinky pouze na nejvíce namáhaném rameni DCB. Bude proveden přepočet kloubových reakcí do souřadného systému, jenž má x-ovu osu shodnou s osou ramene a y-ovu kolmou k této ose.



Obrázek 36 Schéma sil působících na rameni DCB

$$R_{dn} = R_{dx} \cdot \cos(\varphi) - R_{dy} \cdot \sin(\varphi) \quad (121)$$

$$R_{dn} = R_{dx} \cdot \cos(\varphi) - R_{dy} \cdot \sin(\varphi) \quad (122)$$

$$R_{nn} = F_v \cdot \cos(\beta + \varphi) \quad (123)$$

$$M_v = F_v \cdot \cos(\beta + \varphi) \cdot b \quad (124)$$

$$R_{cn} = R_{cx} \cdot \cos(\varphi) - R_{cy} \cdot \sin(\varphi) \quad (125)$$

$$R_{bn} = R_{by} \cdot \cos(\varphi) \quad (126)$$

$$R_{dt} = R_{dy} \cdot \cos(\varphi) + R_{dx} \cdot \sin(\varphi) \quad (127)$$

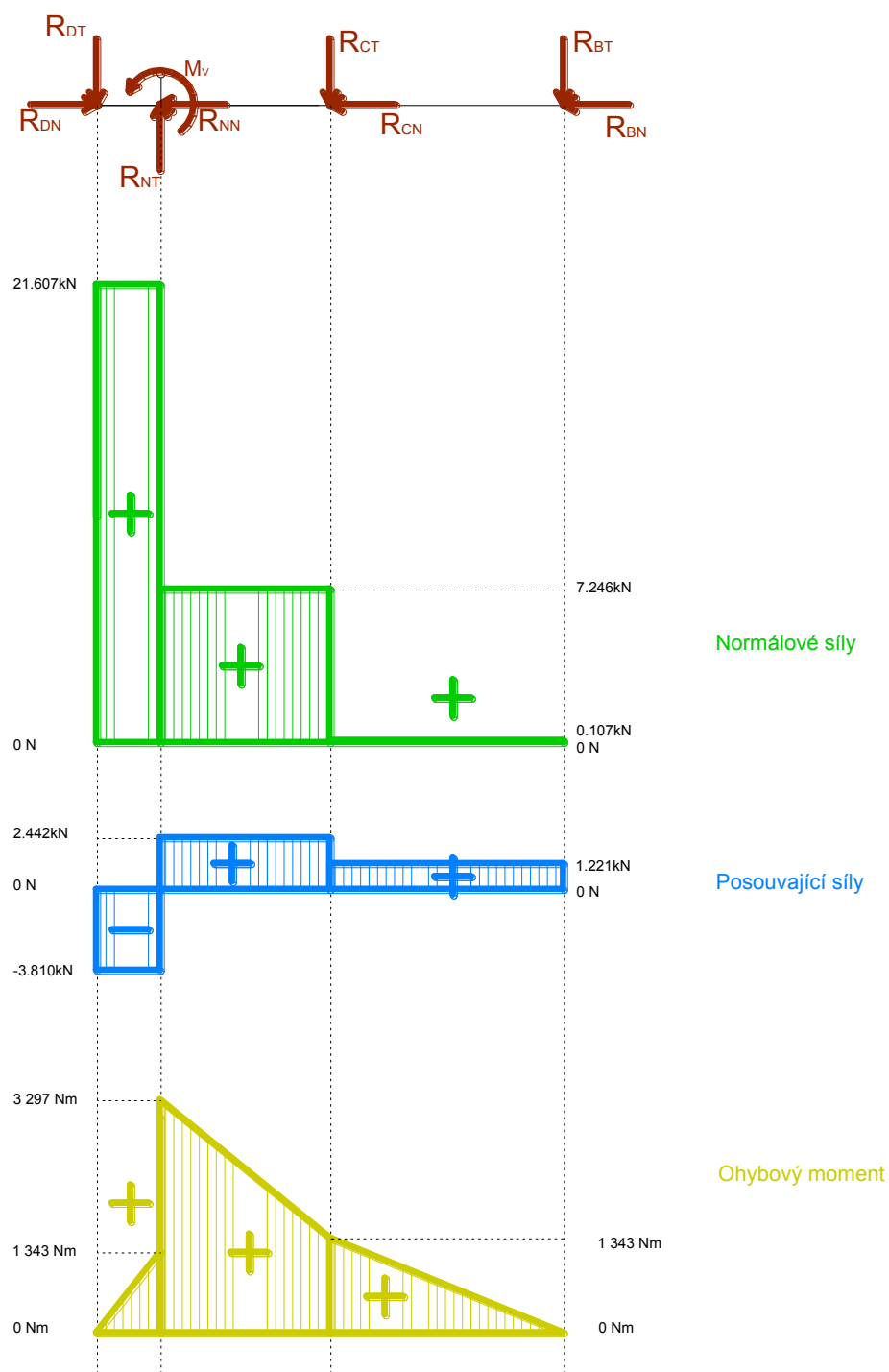
$$R_{nt} = F_v \cdot \sin(\beta + \varphi) \quad (128)$$

$$R_{ct} = R_{cy} \cdot \cos(\varphi) - R_{cx} \cdot \sin(\varphi) \quad (129)$$

$$R_{bt} = R_{by} \cdot \cos(\varphi) \quad (130)$$

5.4.1 Grafické zobrazení vnitřních statických účinků

Na obrázku 37 jsou zakresleny průběhy posouvajících, normálových sil a také průběh ohybového momentu. Průběh sil se mění skokově v působišti síly, zatímco ohybový moment plynule narůstá, v závislosti na vzdálenosti od působiště síly, jenž jej vyvozuje. Výjimku tvoří silový moment, který mění ohybový moment skokově. Průběhy sil jsou znázorněny pouze pro rameno DCB, pro které byly spočítány pootočené síly v jednotlivých kloubech nůžkového mechanismu. Zbývající průběhy jsou uvedeny v příloze.



Obrázek 37 Průběh vnitřních statických účinků na rameni DCB

Výpočet normálových sil na rameni DCB.

$$\text{Úsek D – N} \quad F_{n_{acb_{DN}}} = R_{dn} = 21,607kN \quad (131)$$

$$\text{Úsek N – C} \quad F_{n_{acb_{NC}}} = R_{dn} - R_{nn} = 7,246kN \quad (132)$$

$$\text{Úsek C – B} \quad F_{n_{acb_{CB}}} = R_{dn} - R_{nn} - R_{cn} = 7,246kN \quad (133)$$

Výpočet posouvajících sil na rameni DCB.

$$\text{Úsek D – N} \quad F_{t_{dcb_{DN}}} = -R_{dt} = -3,81kN \quad (134)$$

$$\text{Úsek N – C} \quad F_{t_{dcb_{NC}}} = -R_{dt} + R_{nt} = 2,442kN \quad (135)$$

$$\text{Úsek C – B} \quad F_{t_{dcb_{CB}}} = -R_{dt} + R_{nt} - R_{ct} = 1,221kN \quad (136)$$

Výpočet ohybových momentů na rameni DCB.

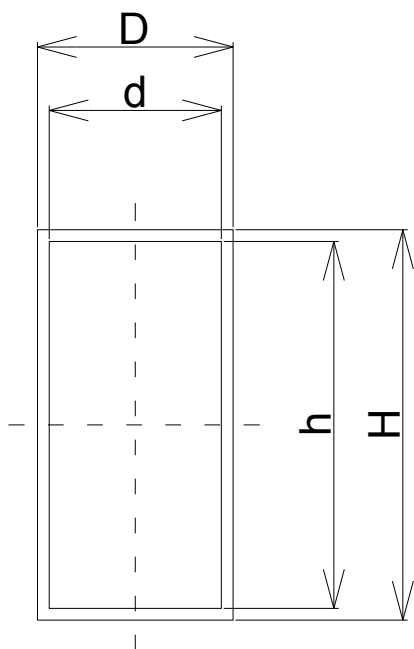
$$\text{Kloub N}_I \quad M_{o_{dcb_{NI}}} = R_{dt} \cdot a = 1\,143Nm \quad (137)$$

$$\text{Kloub N}_p \quad M_{o_{dcb_{Np}}} = R_{dt} \cdot a + M_v = 3\,297Nm \quad (138)$$

$$\text{Kloub C} \quad M_{o_{dcb_C}} = R_{dt} \cdot \frac{k}{2} + M_v - R_{nt} \cdot \left(\frac{k}{2} - a\right) = 1\,343Nm \quad (139)$$

5.4.2 Výpočet napětí

Pro vypočtení napětí v jednotlivých ramenech je nutno určit jejich rozměr. Poněvadž tři sekční zvedák má délku ramene 2,2 m, což je více než v případě jedno sekčního nůžkového zvedáku, byla zvolena větší tloušťka stěny u ramene. Nyní je síla stěny 10 mm. Vnější rozměr zůstal zachován, tedy na výška průřezu je 100 mm a šířka 50mm.



Aby bylo možno spočítat napětí, jenž se vyskytuje v mechanismu po jeho zatížení, je nutno spočítat charakteristiky určeného profilu.

Plocha průřezu se spočítá dle následujícího vztahu.

$$S = H \cdot D - h \cdot d \quad (140)$$

Také je nutno určit moment setrvačnosti, jenž bude využit, k určení ohybového napětí.

$$W_o = \frac{D \cdot H^3 - d \cdot h^3}{6 \cdot H} \quad (141)$$

Obrázek 38 Průřez profilu ramene zvedáku

Výpočet tahového napětí na rameni DCB.

$$\sigma_{t_{dcb_{DN}}} = \frac{F_{n_{dcb_{DN}}}}{S} = 10,804 MPa \quad (142)$$

$$\sigma_{t_{dcb_{NC}}} = \frac{F_{n_{dcb_{NC}}}}{S} = 3,623 MPa \quad (143)$$

$$\sigma_{t_{dcb_{CB}}} = \frac{F_{n_{dcb_{CB}}}}{S} = 0,053 MPa \quad (144)$$

Výpočet ohybového napětí na rameni DCB.

$$\sigma_{o_{dcb_{NL}}} = \frac{M_{o_{dcb_{NL}}}}{W_o} = 34,289 MPa \quad (145)$$

$$\sigma_{o_{dcb_{Np}}} = \frac{M_{o_{dcb_{Np}}}}{W_o} = 98,914 MPa \quad (146)$$

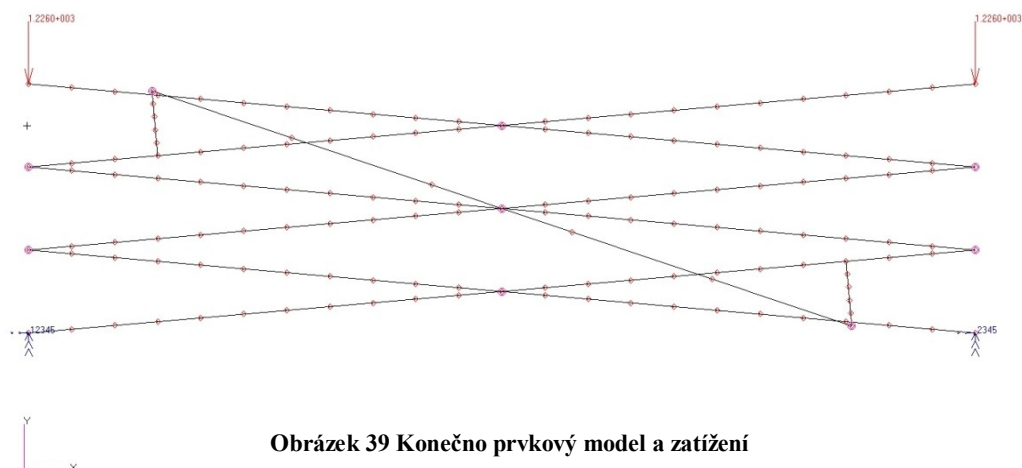
$$\sigma_{o_{dcb_C}} = \frac{M_{o_{dcb_C}}}{W_o} = 40,298 MPa \quad (147)$$

5.5 Výpočet pomocí MKP

Stejně jako tomu bylo u předchozí jedno sekčního zvedáku, tak i nyní bude provedeno ověření numerického výpočtu metodou MKP. Konkrétně bude využit výpočetní program PATRAN 2010. Modelování a postup výpočtu je značně podobný jedno sekčnímu výpočtu, proto bude tato část zaměřena především na výsledné hodnoty a jejich porovnání s hodnotami, jenž byly vypočteny numericky v předchozích kapitolách.

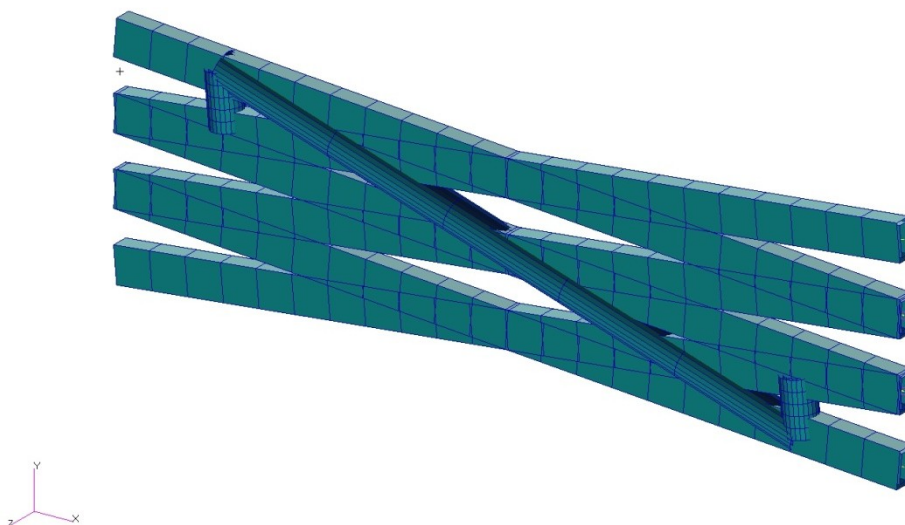
5.5.1 Modelování v rovině

Aby bylo možno co nejlépe porovnat numerické hodnoty, s hodnotami zjištěnými pomocí



Obrázek 39 Konečno prvkový model a zatížení

MKP metody, bude v první části modelováno v rovině a bude uvažováno se stejným zjednodušením, které dovoluje provádět tyto výpočty pouze pro rovinu. Samozřejmě je také uvažováno s shodným zatížením nůžkového mechanismu.



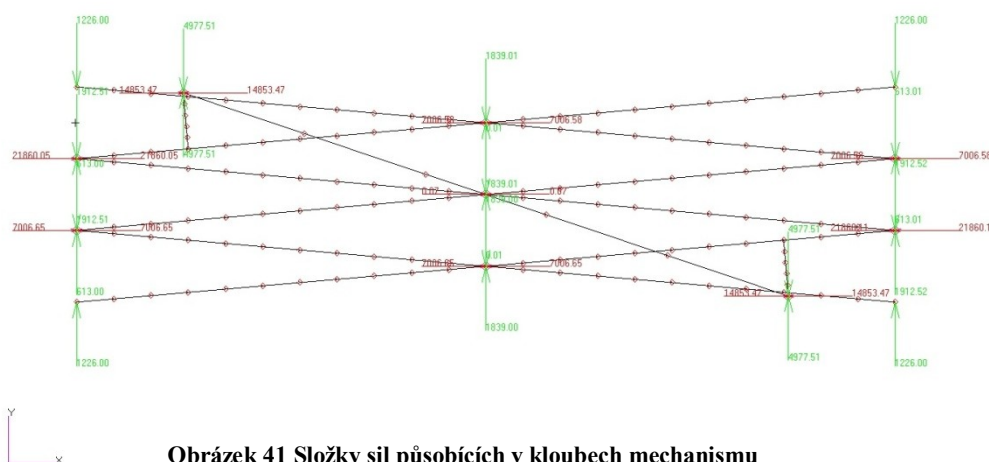
Obrázek 40 Zobrazení profilů

Typ výpočtu umožňuje využít jednorozměrné prvky BEAM, přičemž posléze jim bude přiřazen jejich rozměr. Průřez ramen je 100 x 50 mm s tloušťkou stěny 10 mm, jak již bylo zmíněno v předcházející kapitole.

Hydraulický píst je rozdělen pouze na pět elementů. Toto řídké rozdělení je umožněno díky kloubovému uchycení obou konců hydraulického válce, v němž tedy vniká pouze tahové či tlakové napětí, jenž se mění skokově a je konstantní na celé délce válce.

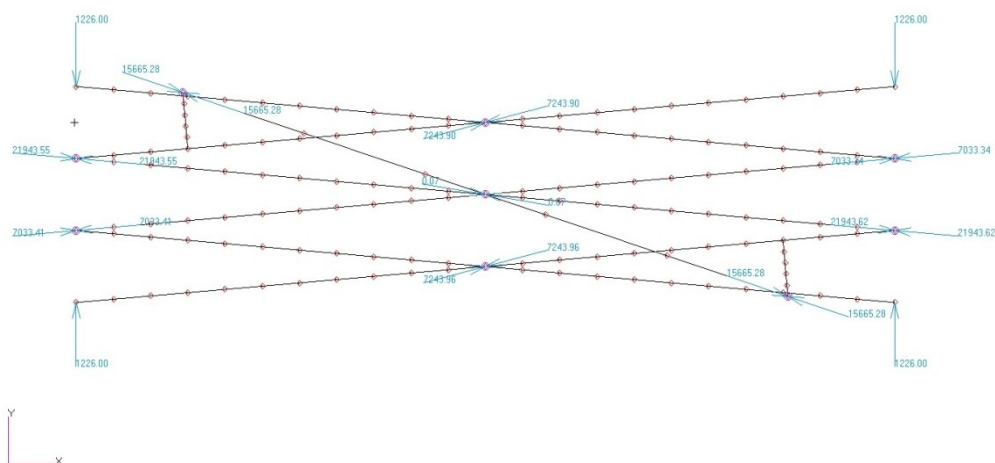
5.5.2 Číselné výsledky

Číselné hodnoty sil působících v jednotlivých prutech jsou odečteny z následujících dvou



Obrázek 41 Složky sil působících v kloubech mechanismu

obrázků. V prvním případě jsou síly rozepsány do x-ové a y-ové souřadnice. V těchto souřadnicích byly také téměř všechny síly vypočítány. Pouze síla jenž působí v hydraulickém válci je odečtena z druhého obrázku na němž jsou síly orientovány ve směru svého působení.



Obrázek 42 Síly působící v kloubech mechanismu

	Numerický výpočet [kN]	MKP výpočet [kN]	Rozdíl [kN]	Rozdíl [%]
F_v	15,663	15,665	0,003	0,019
R_{dx}	21,857	21,860	0,003	0,014
R_{dy}	1,912	1,912	0	0
R_{jx}	0	0	0	0
R_{jy}	1,226	1,226	0	0
R_{ky}	1,226	1,226	0	0

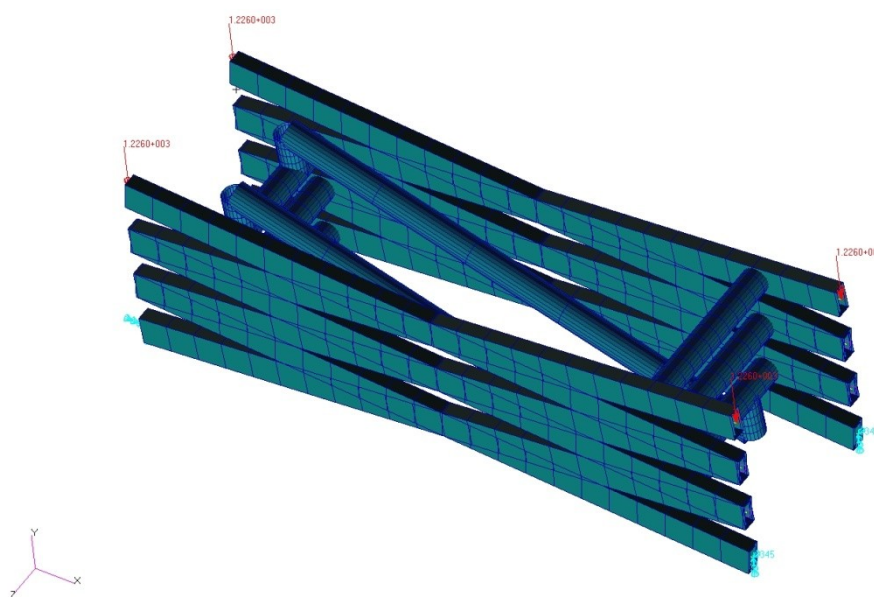
Tabulka 3 Srovnání číselných výsledků reakcí tří sekčního mechanismu

Při vzájemném porovnání výsledků, jenž byly vypočteny numericky, s hodnotami které byly vypočteny pomocí MKP, jsou opět získány velmi malé hodnoty rozdílů. Odchylka se pohybuje pod hranicí desetiny procenta. Toto zjištění vylučuje elementární chyby, jenž by mohli vzniknout.

Poněvadž bylo počítáno pouze v rovině s jednou polovinou nůžkového mechanismu, měla by tedy vypočtená síla F_v nabývat pouze poloviční hodnoty, jak tomu bylo u jedno sekčního výpočtu. Ovšem v tomto případě bude nůžkový mechanismus osazen dvěma hydraulickými válci. Toto řešení sníží ohybové napětí ve spojnicích.

5.5.3 Modelování zvedáku v prostoru

Při vytváření prostorového mechanismu bylo vycházeno z již vytvořeného rovinného nůžkového zvedáku. Oproti jedno sekční nůžkové plošině, kde byl použit pouze jeden hydraulický válec uprostřed, v tomto případě je použito dvou vedle sebe umístěných hydraulických válců.



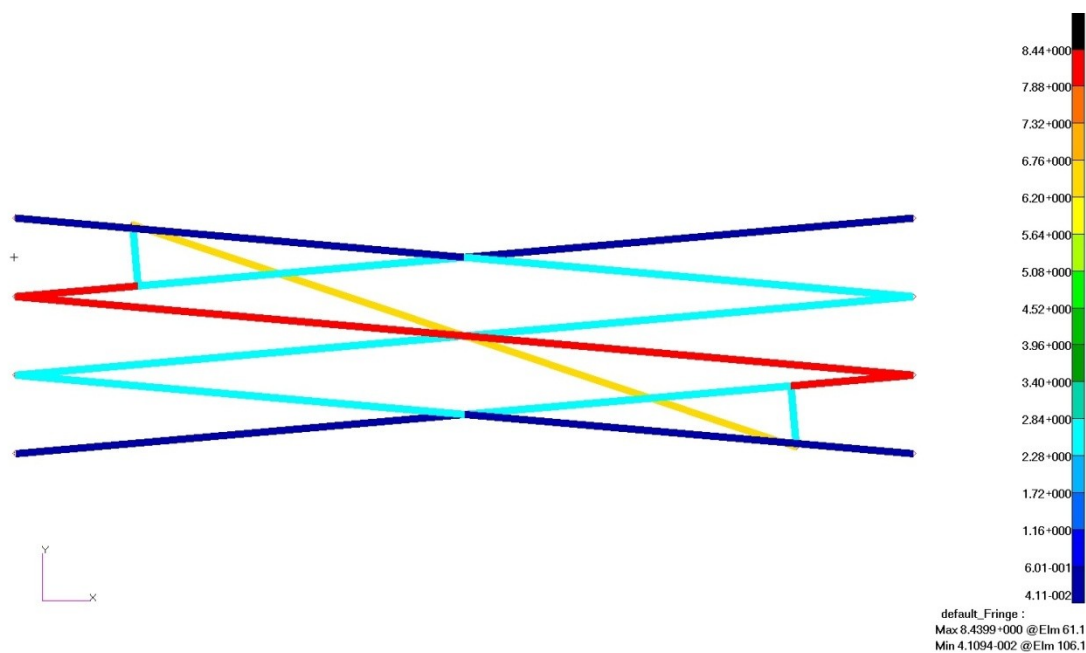
Obrázek 43 Prostorový model nůžkového mechanismu

Model je zatížen čtyřmi osamělými silami, jenž mají napodobit zatížení horního rámu.

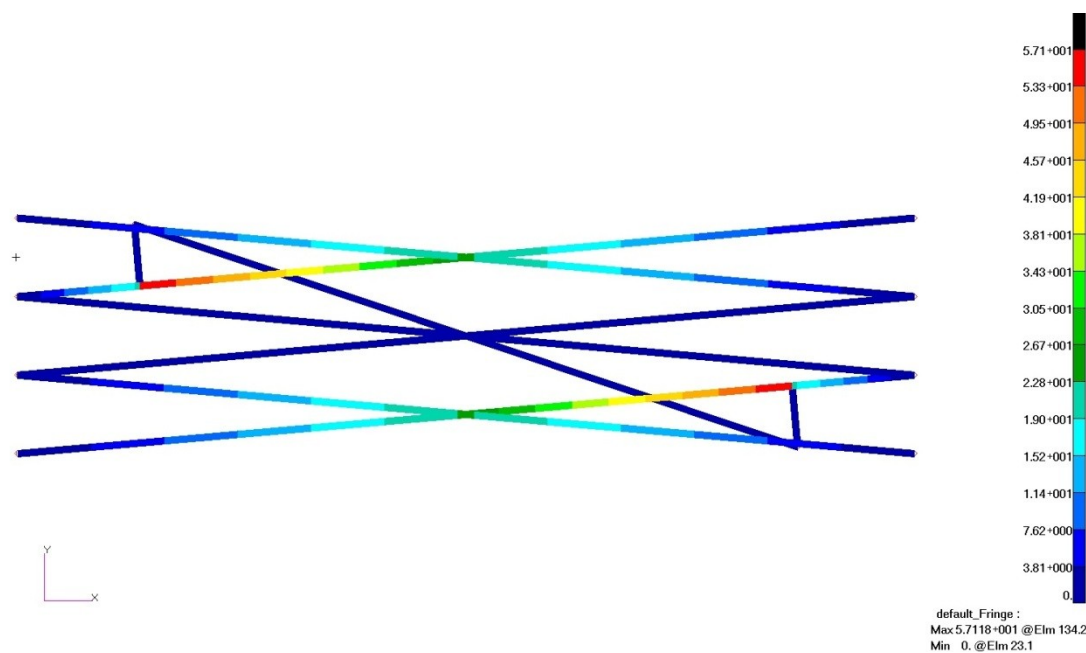
5.5.4 Vnitřní statické účinky MKP

S využitím programu PATRAN 2010 bylo také spočteno tahové, ohybové a kombinované napětí v ramenech prostorového mechanismu nůžkové zvedací plošiny.

Největší tahová napětí působí na celém rameni DFH a také částečně na ramenech, k nimž je pomocí krátkých ramen uchycen hydraulický válec.



Obrázek 44 Průběh tahových napětí



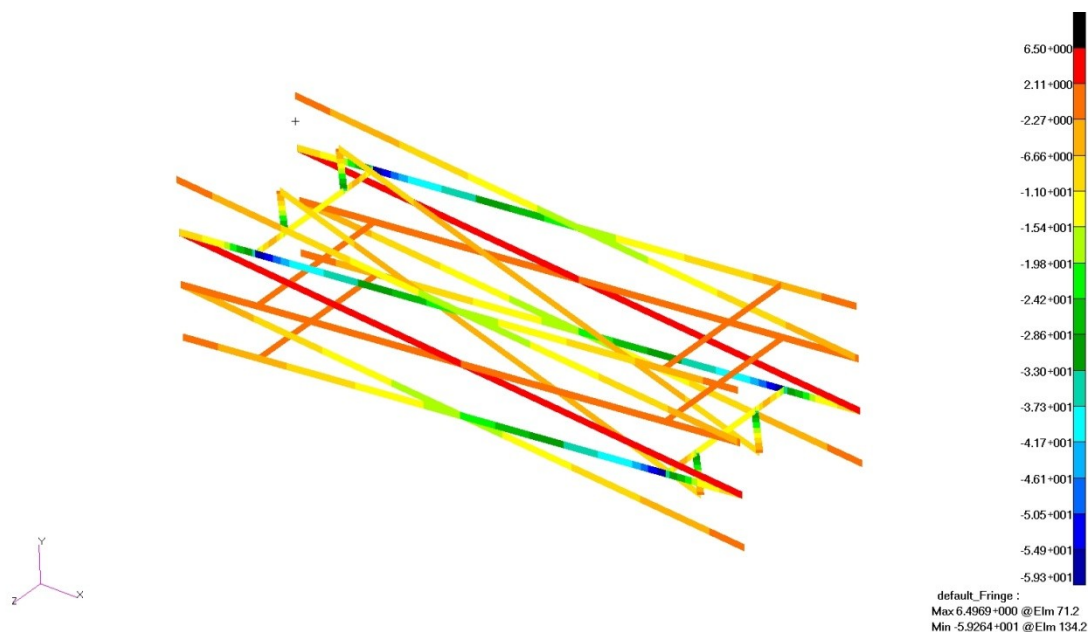
Obrázek 45 Průběh ohybových napětí

Největší hodnoty ohybového napětí se vyskytují v oblasti uchycení pomocných ramen k nosným ramenům nůžkového zvedáku. Naopak prostření sekce není prakticky vůbec zatěžována ohybem stejně jako hydraulický válec.

Na obrázku 46 jsou znázorněna celková napětí ve všech částech nůžkového mechanismu. V tomto případě je největší hodnota kombinovaného napětí záporná. Tedy největší napětí není vykresleno, jako na předchozích obrázcích červeně, nýbrž modrou barvou. Ovšem

pro výsledný návrh materiálu bude uvažováno s absolutní hodnotou, poněvadž nůžkový zvedák je vyroben z konstrukční ocele, která má stejnou pevnost jak v tahu tak v tlaku.

Maximální napětí se vyskytuje vždy pod pomocným ramenem jenž nese hydraulický válec. Tato napětí je jen o málo větší než u předchozí jedno sekční nůžkové plošiny



Obrázek 46 Kombinované napětí prostorového mechanismu

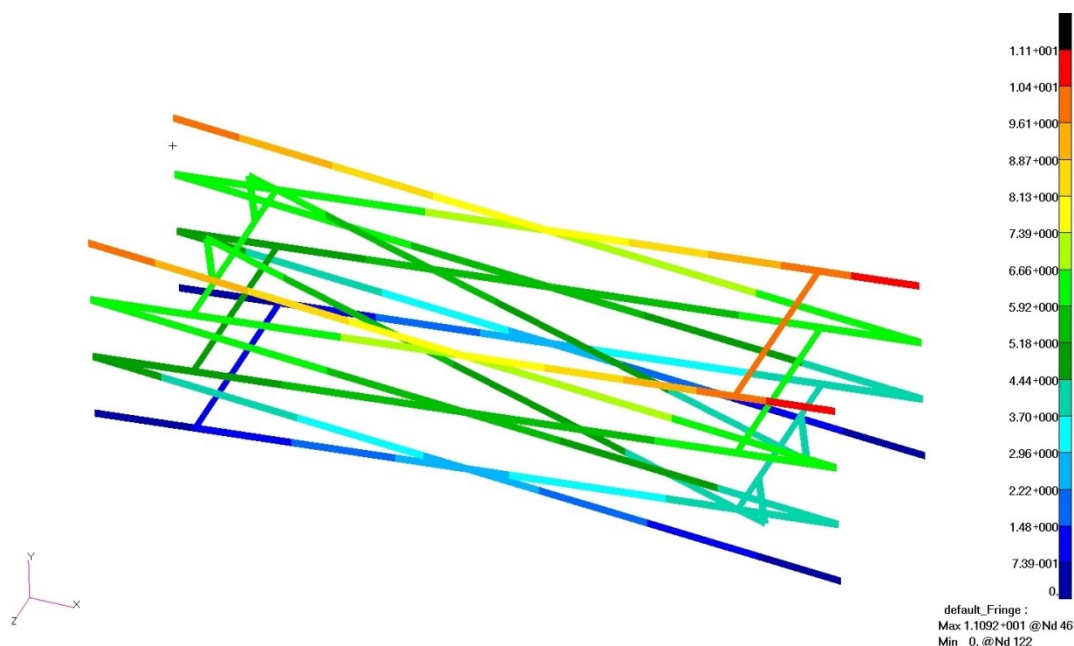
	Numerický výpočet [MPa]	MKP výpočet [MPa]	Rozdíl [MPa]	Rozdíl [%]
σ_t	8,31	8,439	0,129	1,55
σ_o	57,11	57,11	0,0	0,0
σ_c	59,897	59,264	0,633	1,05

Tabulka 4 Srovnání číselných výsledků napětí tří sekčního mechanismu

Porovnáním hodnot napětí zjištěných numerickým výpočtem a postupem MKP, dostáváme poměrně shodné hodnoty, které se liší v rozmezí necelých dvou procent. Přesnost pod hranicí dvou procent, je zcela dostačující a jen potvrzuje správnost obou výpočtů.

Při zobrazení deformací tří sekčního zvedáku, není zobrazen původní nezatížený stav, protože obrázek by se stával již velmi nečitelným. Hodnota největší deformace je tedy na volných koncích ramen, jenž podepírají horní rám $\Delta h_{MAX} = 11\text{mm}$. Na obrázku 47 je vidět, že největší deformace probíhají v nejvyšší sekci prostorového nůžkového zvedáku.

$$\Delta h_{MAX} = 11\text{mm}$$

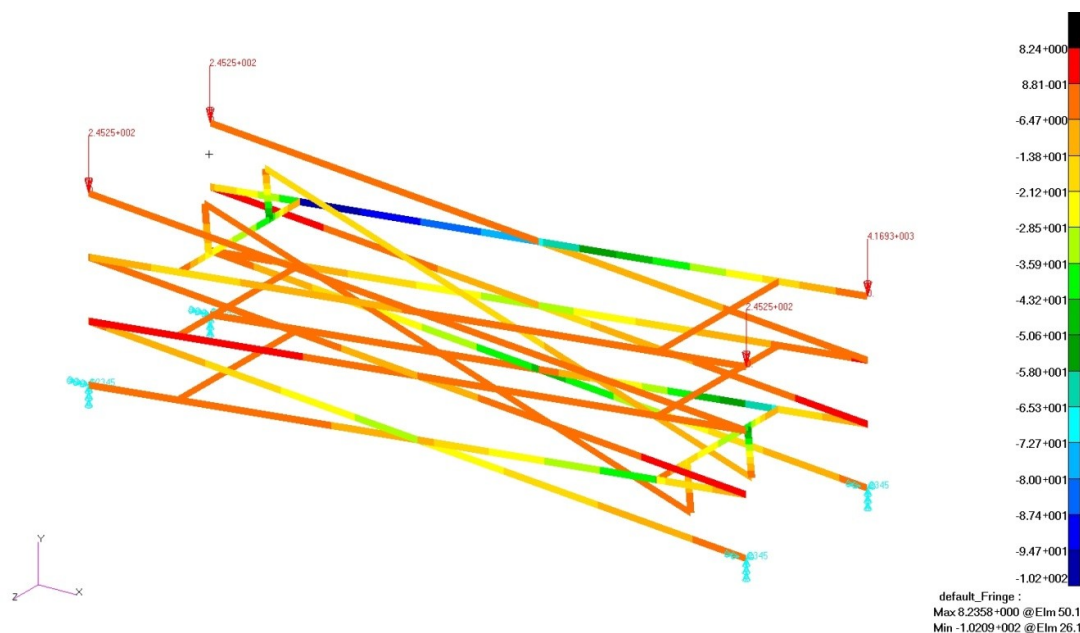


Obrázek 47 Deformace prostorového nůžkového mechanismu

Bude li nůžkový mechanismus zatížen nesymetricky, stejně jak tomu bylo u jedno nůžkové plošiny, vzroste celkové napětí téměř na dvojnásobnou hodnotu $\sigma_c = 102,09\text{ MPa}$. Přičemž toto napětí se bude znovu vyskytovat pod pomocným ramenem horní sekce, které nese konec hydraulického válce. Stejně jako v případě symetrického ztížení, tak i zde maximální hodnota napětí je záporná. Tedy na obrázku 48 je oblast s největším napětím zobrazena modře.

$$k_{bez} = \frac{\sigma_{re}}{\sigma_{c\ asimt}} = \frac{180}{102,09} = 1,76$$

$$\Delta h_{MAX} = 102,09 \text{ MPa}$$

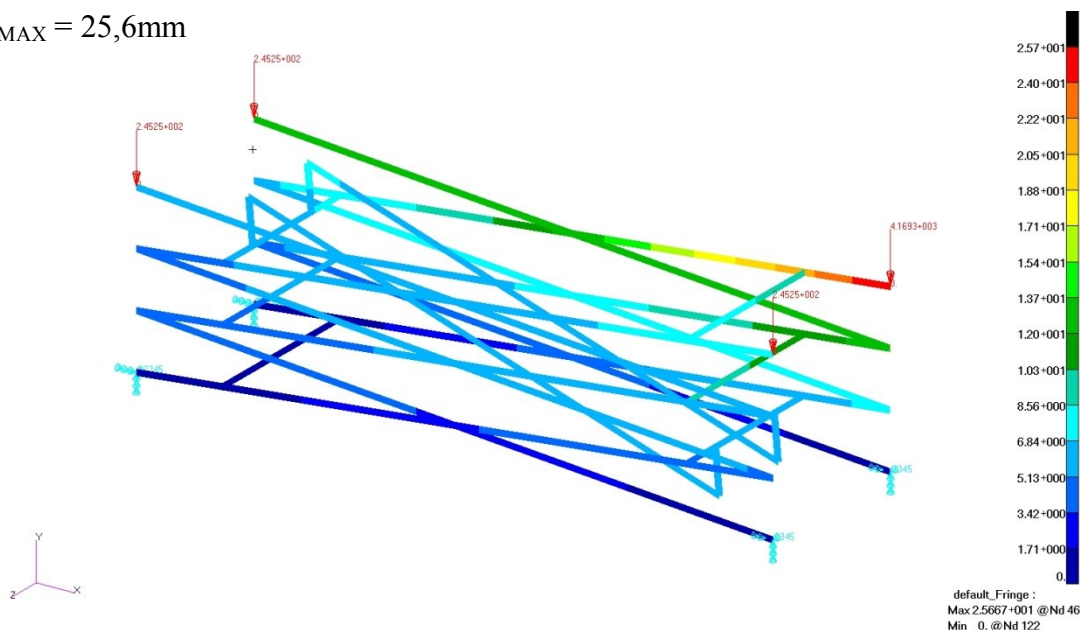


Obrázek 48 Kombinované napětí nesymetricky zatíženého prostorového mechanismu

Jako materiál z něhož je vyroben tří sekční nůžkový zvedák, je zvolena konstrukční ocel třídy 11. Konkrétně 11 343 tato ocel má zaručenou svařitelnost, je vhodná na staticky či mírně dynamicky namáhané součásti. Bezpečnost 1,76 je považována v tomto případě jako dostačující. Při návrhu tří sekčního zvedáku bylo cíleno, aby výsledná hodnota bezpečnosti byla vyšší, s ohledem na skutečnost že dochází k pohybům ve větších výškách.

Na obrázku 49 jsou vidět maximální deformace, jenž vznikají, podobně jako u jedno sekční plošiny, na volném konci ramene pod největší silou.

$$\Delta h_{MAX} = 25,6 \text{ mm}$$



Obrázek 49 Deformace asymetricky zatíženého prostorového nůžkového mechanismu

6 Závěr

Reakce v jednotlivých kloubech byly počítány třemi způsoby. Metoda uvolnění je při řešení více sekčních mechanismů náročná, z důvodu rozsáhlé soustavy rovnic, jenž je nutno sestavit. Řešení této soustavy bez využití výpočetní techniky by bylo značně obtížné a časově dosti nákladné. Proto bylo k vyřešení použito výpočetního programu MATHCAD. Tento program umožňuje snadnou editaci vstupních hodnot, čehož bylo využito při hledání optimálních rozměrů profilů.

Další z postupů jimiž byly spočteny velikosti reakcí v kloubech, je metoda virtuálních prací. Ovšem tento postup nelze brát za plnohodnotný výpočet, poněvadž byla určena pouze hodnota reakcí na koncích hydraulického válce. Tento postup byl realizován k částečnému ověření správnosti předchozího postupu, v čemž se také osvědčil.

Poslední způsob který byl využit k výpočtu sil, jenž působí v kloubech nůžkového mechanismu je postup dle MKP. V tomto případě bylo využito softwaru PATRAN 2010. Charakter výpočtu umožnil využít jednorozměrné prvky BEAM. Výstupem tohoto výpočtu jsou schémata rozložení jednotlivých sil. Velikost sil je prezentována jak v osových složkách tak i ve výsledném tvaru. Výstupem výpočtu jsou také schémata rozložení napětí a to jak tahového, ohybového tak i maximálního a minimálního kombinovaného.

Při porovnání výsledků jenž byly zjištěny pomocí obou plnohodnotných metod, lze říci že výsledky se pohybují v dostatečné přesnosti. U výpočtu reakcí v kloubech mechanismu se vypočtené hodnoty liší jen v řádech nižších než desetiny procenta. Při porovnání hodnot napětí, která vnikají v ramenech, jsou rozdíly v některých případech mnohem větší. Nicméně jedná se o odchylky pod hranicí dvou procent. I tato přesnost je stále dostatečná.

Všechny z jmenovaných postupů byly provedeny jak pro jedno tak i pro tři sekční nůžkový zvedací mechanismu. Numerický výpočet včetně všech výsledných hodnot je uveden v příloze.

7 Seznam příloh

Numerický výpočet jedno sekčního nůžkového zvedáku

Numerický výpočet tří sekčního nůžkového zvedáku

8 Seznam obrázků

Obrázek 1 Schéma konstrukce jedno sekční a tří sekční nůžkové plošiny	12
Obrázek 2 Zvedací plošina ve funkci vyrovnávací rampy	13
Obrázek 3 Využití nůžkového mechanismu pro dopravní výtah.....	14
Obrázek 4 Velkoformátová zvedací plošina.....	15
Obrázek 5 Ručně vedené nůžkové plošiny.....	16
Obrázek 6 Samohybná nůžková plošina	17
Obrázek 7 Nůžkový zvedací stůl pro automobily.....	18
Obrázek 8 Ruční nůžkový zvedák - hever	19
Obrázek 9 Schéma zatížení	20
Obrázek 10 Celkové schéma mechanismu s jednou sekci	21
Obrázek 11 Schéma zatížení horní desky	21
Obrázek 12 Reakce na rameni ACE	22
Obrázek 13 Reakce na rameni BCD	23
Obrázek 14 Schéma konstrukce nůžkového zvedáku	25
Obrázek 15 Schéma sil působících na rameno ACE	27
Obrázek 16 Schéma sil působících na rameno BCD	28
Obrázek 17 Průběhy vnitřních statických účinků na rameni ACE	29
Obrázek 18 Průběhy vnitřních statických sil na rameni DCB.....	30
Obrázek 19 Průřez profilu ramene zvedáku	32
Obrázek 20 Konečno prvkový model a zatížení mechanismu	34
Obrázek 21 Zobrazení tvaru ramen	34
Obrázek 22 Složky sil působící v kloubech mechanismu	35
Obrázek 23 Síly působící v kloubech mechanismu	36
Obrázek 24 Prostorový model nůžkového mechanismu	37
Obrázek 25 Průběh tahového napětí dle MKP	38
Obrázek 26 Průběh ohybového napětí dle MKP	38

Obrázek 27 Kombinované namáhání prostorového mechanismu	39
Obrázek 28 Deformace symetricky zatíženého nůžkového mechanismu	40
Obrázek 29 Kombinované namáhání nesymetricky zatíženého prostorového mechanismu	41
Obrázek 30 Deformace asymetricky zatížené nůžkové plošině	41
Obrázek 31 Schéma zatížení tří sekční plošiny	42
Obrázek 32 Schéma tří sekčního nůžkového mechanismu	43
Obrázek 33. Umístění zatěžující síly	43
Obrázek 34 Reakce na rameni DCB	44
Obrázek 35 Zobrazení rozměrů	47
Obrázek 36 Schéma sil působících na rameni DCB	49
Obrázek 37 Průběh vnitřních statických účinků na rameni DCB	50
Obrázek 38 Průřez profilu ramene zvedáku	51
Obrázek 39 Konečno prvkový model a zatížení	52
Obrázek 40 Zobrazení profilů	53
Obrázek 41 Složky sil působících v kloubech mechanismu	53
Obrázek 42 Síly působící v kloubech mechanismu	54
Obrázek 43 Prostorový model nůžkového mechanismu	55
Obrázek 44 Průběh tahových napětí	56
Obrázek 45 Průběh ohybových napětí	56
Obrázek 46 Kombinované napětí prostorového mechanismu	57
Obrázek 47 Deformace prostorového nůžkového mechanismu	58
Obrázek 48 Kombinované napětí nesymetricky zatíženého prostorového mechanismu	59
Obrázek 49 Deformace asymetricky zatíženého prostorového nůžkového mechanismu	59

9 **Seznam použité literatury**

Chobot K., Benda J., Hájek V., Novotná H. :Statika stavebních konstrukcí. Praha, SNTL/ALFA, 1983

Hoschl C.: Pružnost a pevnost ve strojnictví. SNTL/Alfa, Praha, 1971

Juliš K., Teprík O., Slavík A. :Statika. SNTL, Praha, 1978

MSC/NASTRAN Linear Static Analysis User's Guide for Version 69+, The MacNeal-Schwendler Corporation, Los Angeles, California, 1997

<http://stavebni-technika.cz/clanky/inreka-plosiny-siroky-sortiment-pracovnich-plosin/>

<http://www.stavebnictvi3000.cz/clanky/nuzkove-zvedaci-plosiny-agmeco-lt-2/>

<http://www.intech.cz/strojirenstvi-katalog-produktu/nuzkove-hydraulicke-plosiny.html>

<http://www.rpj.cz/servis/zvedaci-plosiny.html>

<http://www.statech.cz/pronajem/7-samohybne-nuzkove-plosiny/>

<http://www.univer.cz/detail.php?id=408>

<http://www.inaradi.com/nuzkovy-zvedak-2t-p-2582.html>